

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

TEMA:
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA OJALILLADORA PARA
CALZADOS INDUSTRIALES

AUTOR:
JULIO ANÍBAL SORIA ESPINOZA

DIRECTOR:
ING. PATRICIO QUITIAQUEZ

Quito, mayo de 2015

CERTIFICADO DEL DIRECTOR DE TESIS

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por el señor Julio Aníbal Soria Espinoza.

Los conceptos desarrollados, análisis y recomendaciones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad del mismo.

Ing. Patricio Quitiaquez.
DIRECTOR DE TESIS

**DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO
DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Yo, Julio Aníbal Soria Espinoza autorizo a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de grado y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaro que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad del autor.

Julio Aníbal Soria Espinoza

CC: 171849472-5

DEDICATORIA

Julio Aníbal Soria Espinoza.

Esta tesis está dedicada a mi madre del cielo, a ti Virgencita que día a día me proteges bajo tu manto y me das sabiduría para culminar este trabajo, a mi madre Teresita Espinoza que ha forjado en el crisol de su corazón el amor y dedicación para sembrar en mí valores y virtudes que me hagan un hombre valioso para Dios y la sociedad, a mi padre Aníbal Soria que con mucho amor ha cuidado y ha trabajado con el afán de darme en lo posible las facilidades para el progreso de mi vida y mi carrera. A mi hermano Jorge Soria que de seguro siempre desea lo mejor para mí, a mi tío Humberto Espinoza quien complementa la alegría de nuestro círculo familiar y a mi amor Aidita que con su ternura y paciencia supo animarme y caminar junto a mí en esta etapa de estudios. También dedico esta tesis a todas aquellas personas que de una u otra manera han intervenido positivamente en el desarrollo de mi carrera profesional.

AGRADECIMIENTO

Julio Aníbal Soria Espinoza.

Agradezco infinitamente a la Universidad Politécnica Salesiana por ser la escuela de mi formación profesional y desarrollo personal.

Al Sr. Ing. Patricio Quitiaquez, quien aportó su conocimiento, tiempo y paciencia al dirigir este trabajo de investigación.

A los docentes en general que aportaron en mi desarrollo académico y formación personal.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I: LA MÁQUINA OJALILLADORA	
1.1 Generalidades.....	2
1.2 Tipos de máquinas ojalilladoras.....	2
1.3 Selección de alternativa.....	4
1.4 Requerimientos técnicos.....	5
1.5 Funcionamiento requerido.....	9
1.6 Descripción de los ciclos de la máquina ojalilladora.....	10
1.7 Fórmulas para el cálculo de elementos.....	13
CAPÍTULO II: DISEÑO DE LA MÁQUINA OJALILLADORA	
2.1 Generalidades.....	17
2.2. Estandarización de referencias.....	17
2.3. Cálculo y diseño de elementos de la máquina ojalilladora.....	20
2.3.1 Movimiento vertical.....	21
2.3.2 Movimiento horizontal.....	32
2.3.3 Movimiento porta-ojalillos.....	38
2.3.4 Movimiento prensacuero.....	39
2.3.5 Movimiento perforador transportador.....	40
2.3.6 Movimiento remachador.....	41
2.3.7 Movimiento y fuerza de transmisión.....	42
2.3.8 Estructura.....	44
CAPÍTULO III: COSTOS Y SIMULACIÓN DE LA MÁQUINA OJALILLADORA	
3.1 Generalidades.....	45
3.2 Costos directos.....	45
3.3 Costos indirectos.....	49
3.4 Otros rubros.....	52
3.5 Costo de diseño.....	53
3.6 Breve análisis de recuperación de inversión.....	53
3.7 Costos de mantenimiento.....	54

3.8 Simulación de la máquina ojalilladora.....	55
3.9 Análisis de esfuerzos.....	56
3.10 Ensamble de la máquina ojalilladora.....	68
CONCLUSIONES.....	70
RECOMENDACIONES.....	71
LISTA DE REFERENCIAS.....	72

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Ojalilladoras manuales.....	3
Figura 1.2 Ojalilladoras automáticas.....	4
Figura 1.3 Esquema del equipo de ensayo para perforación.....	6
Figura 1.4 Esquema del equipo de ensayo para remachado.....	7
Figura 1.5 Forma y dimensiones del ojalillo.....	8
Figura 1.6 Operaciones de la máquina ojalilladora.....	9
Figura 1.7 Secuencia de movimientos por ciclo de la máquina.....	10
Figura 1.8 El perforado.....	11
Figura 1.9 Movimiento del pie prensa cuero.....	11
Figura 1.10 Abastecimiento de ojalillos.....	12
Figura 1.11 Remachado de ojalillos.....	12
Figura 1.12 Esquema de mecanismos.....	13
Figura 2.1 Resistencia al perforado y remachado.....	21
Figura 2.2 Diagrama de la secuencia para el movimiento vertical.....	21
Figura 2.3 Mecanismo de movimiento vertical.....	22
Figura 2.4 Diagrama de fuerzas en la leva 5 del árbol secundario.....	23
Figura 2.5 Esquema de la fuerza respecto a la leva.....	23
Figura 2.6 Esquema de las fuerzas que intervienen en el eje secundario.....	24
Figura 2.7 Esquema de fuerzas que actúan en el piñón.....	25
Figura 2.8 Diagrama de esfuerzos del eje secundario.....	26
Figura 2.9 Esquema de esfuerzos en el elemento horquilla.....	28
Figura 2.10 Esquema de esfuerzos en el eje “b”.....	29
Figura 2.11 Leva excéntrica de 4 momentos.....	30
Figura 2.12 Esquema de relación de desplazamiento.....	31
Figura 2.13 Diseño geométrico de la biela.....	32
Figura 2.14 Diagrama de la secuencia para el movimiento horizontal.....	33
Figura 2.15 Mecanismo del movimiento horizontal.....	33
Figura 2.16 Diagrama de fuerzas del movimiento horizontal.....	34
Figura 2.17 Esquema de esfuerzos en el elemento regulador.....	35
Figura 2.18 Diseño geométrico de la leva para el movimiento horizontal.....	37
Figura 2.19 Mecanismo para alimentar ojalillos.....	38
Figura 2.20 Mecanismo del riel alimentador de ojalillos.....	39

Figura 2.21 Esquema del mecanismo prensacuero.....	40
Figura 2.22 Esquema del mecanismo del carro transportador.....	40
Figura 2.23 Esquema del mecanismo remachador.....	41
Figura 2.24 Esquema de mecanismo fuerza y movimiento.....	42
Figura 2.25 Estructura de la máquina.....	44
Figura 3.1 Pantalla de creación de elementos.....	55
Figura 3.2 Opciones de análisis.....	56
Figura 3.3 Pantalla de ensamble de elementos.....	68
Figura 3.4 Máquina ojalladora simulada.....	69

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Valores de ensayos de perforación de cuero.....	5
Tabla 1.2 Valores de ensayos de perforación en cuartos.....	6
Tabla 1.3 Valores de ensayos de remachado de ojalillos.....	8
Tabla 3.1 Costo de materiales.....	45
Tabla 3.2 Costo de suministros.....	48
Tabla 3.3 Costo elementos prefabricados.....	49
Tabla 3.4 Costo hora máquina.....	49
Tabla 3.5 Costos totales por el uso de máquinas herramientas.....	52
Tabla 3.6 Resumen de costos directos e indirectos.....	52

TERMINOLOGÍA

Aparado.- Proceso de fabricación de calzado donde los cortes de cuero son ensamblados, termina con el ojalillado.

Ciclo de ojalilladora.- Comprende cuatro pasos: perforar, avanzar, colocar – remachar y regresar al punto inicial

Cuartos.- Laterales izquierdo y derecho que conforman las partes de un zapato, aquí van los ojales para cordón.

Cuero.- Material de origen animal q pasa por el proceso de curtiembre para el uso industrial.

Forro.- Material sintético con características de absorción y ventilación q se coloca en el interior del calzado, su espesor no sobrepasa 0.3 mm

Lona.- Material sintético de alta resistencia que se usa en la fabricación de carpas, zapatillas, entre otros usos.

Ojal.- Orificio de 4 mm aproximadamente que puede estar protegido o no con ojalillo metálico o plástico. Se encuentra en el borde de los cuartos de los calzados que usan cordones

Ojalillo.- Elemento metálico o plástico que se coloca y remacha para proteger al ojal de la deformación que causa la tensión del cordón

Ojalillado.- Proceso en el cual se coloca un ojalillo en un ojal con una máquina ojalilladora manual o automática.

Ojalilladora.- Máquina para colocar ojalillos

Perforado.- Acción en la cual el elemento perforador-remachador hace la función de sacabocado y perfora el cuero.

Remachado.- Acción en la cual es colocado el ojalillo en el cuero, bajo presión y deformado plásticamente.

Sincronizar.- Calibrar elementos o mecanismos para que funcionen secuencialmente.

Tafilete.- Material derivado en el proceso de curtiembre del cuero, de baja calidad y espesor mínimo que oscila entre (0.5 a 0.75) mm

RESUMEN

En el presente proyecto de tesis se analiza los tipos de ojalilladoras que existen, sus ventajas y desventajas frente al proceso de ojalillado, las misma que sirven para determinar la alternativa adecuada de máquina ojalilladora a diseñar; se desarrolla el diseño y simulación de los componentes de un sistema de mecanismos que permita realizar el proceso de ojalillado en calzados de uso industrial, el diseño y las características de cada elemento del mecanismo se obtiene con datos reales de esfuerzos tanto para perforar el espesor del material de este tipo de calzado como para remachar el ojalillo correspondiente.

Una vez diseñado cada elemento se procede a simular su funcionamiento y a comprobar con los datos del software la efectividad de los mismos.

Se hace un análisis de costos para determinar el probable costo de producción de la máquina para tener una referencia y determinar si es o no competitiva en el mercado.

Se analizan resultados técnicos y económicos para establecer conclusiones.

ABSTRACT

The present thesis project analyzes the types of eyelets machines that exist, their advantages and disadvantages facing the eyelet process, the same as that used to determine the adequate alternative eyelet machine design; is develops the design and modeling of the components of a system of mechanisms that allow the process of eyelet process in footwear for industrial use, the design and the characteristics of each element of the mechanism are obtained with real data of efforts both for riveting the corresponding eyelet and drill the thickness of the material of this type of footwear. Once designed each element is to simulate its operation and to verify the effectiveness thereof with software data.

A cost analysis is done to determine the likely cost of production machine for reference and determine whether it is or not competitive on the market.

Technical and economic results are analyzed to establish conclusions.

INTRODUCCIÓN

El diseño y la fabricación de vestiduras y calzado se remontan a los orígenes de la humanidad, existen evidencias de que ya en el paleolítico superior el hombre utilizaba pieles de animales y fibras vegetales para proteger su cuerpo y pies, elaborando trajes y calzado primitivo.

A la par o tal vez más antigua aún, la necesidad de sostener no solo las pieles en su sitio obligó a nuestros antepasados a inventar el “ojal”, pequeñas perforaciones por las cuales atravesarían los primitivos cordones para sujetar las rudimentarias vestiduras, entre ellas los primeros calzados.

En la actualidad esta necesidad es la misma, lo único que ha cambiado es la manera industrializada de producir elementos para defender el cuerpo de agentes externos como son los zapatos. De manera puntual un tipo de calzado altamente resistente como son los de uso industrial.

El ojal tampoco ha quedado atrás, más bien hoy es reforzado con resistentes bordes metálicos llamados ojalillos.

El propósito de este estudio y documento es diseñar y simular una máquina que coloque los ojalillos en los ojales de los calzados industriales con la particularidad que será diseñada robustamente para mejorar y evitar fallas en el proceso de ojalillado al trabajar con espesores irregulares y superiores del material del zapato industrial.

La investigación para el diseño y simulación se realizará con datos obtenidos en la fuente manufacturera de este tipo de calzados complementando con la teoría técnica de libros de diseño mecánico y catálogos de materiales.

CAPÍTULO 1

LA MÁQUINA OJALILLADORA

1.1 Generalidades

En el presente capítulo se encuentra un breve análisis de las máquinas ojalilladoras existentes, clasificadas a groso modo en dos tipos de acuerdo a su funcionalidad, así como también sus ventajas, desventajas y uso. Se especifica la alternativa escogida de acuerdo a las necesidades específicas que no satisfacen las máquinas existentes, para ello se presentan datos técnicos recogidos en campo de los materiales que se usan en la confección de calzados nacionales. Con los requerimientos técnicos específicos se detalla el esquema de funcionamiento de la máquina ojalilladora paso a paso presentando y esquematizando cada mecanismo que hará posible la operación del ojalillado en los calzados industriales.

Se culmina el capítulo con un formulario para los cálculos técnicos de los elementos que se diseñarán en el siguiente capítulo. Se especifica fórmulas para esfuerzos de tensión, compresión, torsión y corte; así como también fórmulas para selección de diámetros, secciones, factores de seguridad, elementos de sujeción; y más de la máquina ojalilladora.

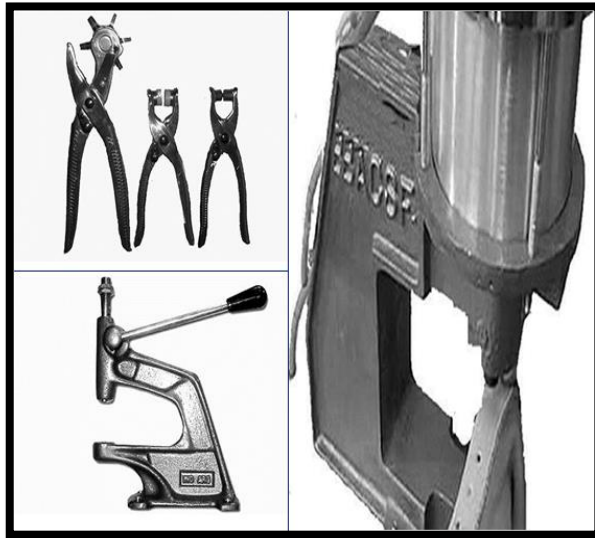
1.2 Tipos de máquinas ojalilladoras

Existe gran variedad de máquinas ojalilladoras pero aquí solo se clasificará en dos grupos; manuales y automáticas.

Manuales.- Son todas las variedades de máquinas ya sean mecánicas, neumáticas, de mano, a pedal, etc. que hacen el trabajo del ojalillado por partes, esto significa que el operador tendrá que primero perforar y luego cambiar de herramienta para remachar luego de poner el ojalillo a mano.

Son máquinas poco productivas sin embargo en este tipo de calzados industriales son las más usadas porque hay menos desperdicio de material o fallas de perforado. En la figura 1.1 se ilustran algunos tipos de ojalilladoras manuales.

Figura 1.1 Ojalilladoras manuales



Elaborado por: Julio Soria

Son de diario uso en talleres, microempresas e incluso en empresas grandes donde las máquinas de la línea de apurado sufren averías continuas por causas del espesor de los materiales a trabajar.

Entre las principales ventajas esta la casi eliminación de desperdicios, fallas y reprocesos. Debido a la operación lenta pero eficaz así como también su bajísimo costo de mantenimiento.

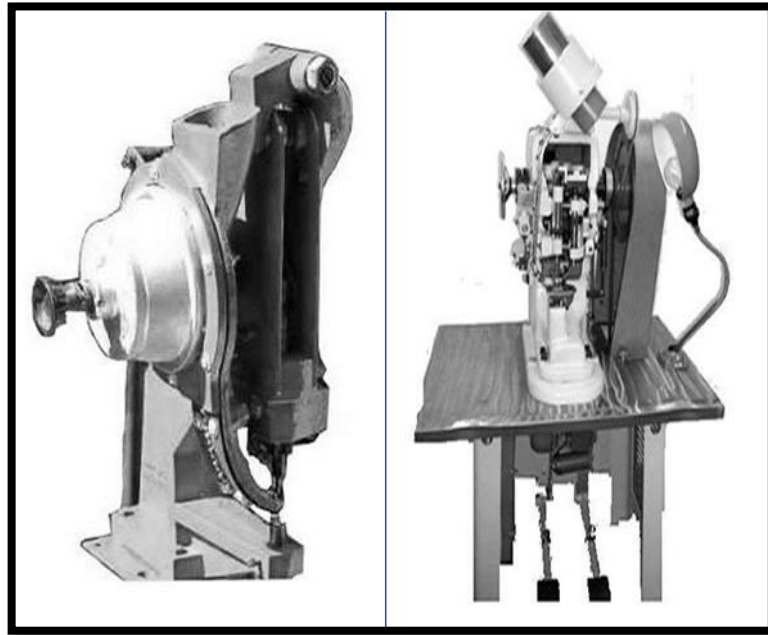
En contraparte las desventajas es la poca producción que se logra con estas máquinas.

Automáticas.- Son máquinas de alta eficiencia productiva ya que vienen diseñadas incluso para colocar doble hilera de ojalillos hasta con rodela, a alta velocidad.

Como se mencionó antes en nuestro mercado nacional son muy difíciles de encontrar por lo que regularmente se importan a costos elevados, sin embargo esa no es una dificultad mayor, el problema radica en que estas máquinas por tener muchos elementos mecánicos son bastante delicadas y se des calibran o se rompe alguna parte al momento que exceden su capacidad, por lo que en los cuartos de calzados industriales que tienen en promedio un espesor considerable, este tipo de máquinas fallan bastante.

En la figura 1.2 se ilustran algunos tipos de ojalilladoras automáticas.

Figura 1.0.2 Ojalilladoras automáticas



Elaborado por: Julio Soria

Estas costosas y altamente sincronizadas máquinas únicamente las tienen factorías de alta producción, sin embargo su inversión se tarda en ser recuperada debido a los continuos mantenimientos, cambios de repuestos y diferentes fallas que presentan.

La ventaja más importante es la producción elevada.

En contraparte como se citó anteriormente, mal calibradas suelen causar fallas en el proceso, lo que trae retrasos y reprocesos y claro desperdicio de material y tiempo; además de su alto costo de mantenimiento.

1.3 Selección de alternativa

Debido a las necesidades productivas que demanda este proceso no se puede pensar en una máquina manual a pesar de que es la alternativa más usada por las industrias de calzado, tampoco se puede elegir una alternativa muy automatizada debido a los altos costos de fabricación que esto conllevaría, por lo tanto se debe elegir una alternativa intermedia que pueda ser eficiente y de bajo costo ya que no solo debe ser accesible a empresas grandes sino también pueda ser una inversión para microempresas e incluso talleres en vías de expansión.

Se elige diseñar y simular un prototipo de máquina ojalilladora automática de una sola fila con distancia entre ojalillos regulable de 18 a 26 mm, autoalimentada de ojalillos y con una velocidad de dos unidades por segundo.

Es una máquina de características simples sin controles automáticos ni sensores que podrían fallar como pasa en las máquinas existentes, además de tener una estructura más robusta que brindará una vida útil mucho mayor.

1.4 Requerimientos técnicos

Ya que la máquina ojalilladora va a ser diseñada y simulada para posteriormente construirla con el objetivo de satisfacer una necesidad real de la industria nacional, se hace una investigación de campo para saber de fuentes reales los requerimientos a los que se debe ajustar la máquina.

En la tabla 1.1 se encuentra una tabla con datos de pruebas hechas en el cuero para saber la fuerza necesaria para la perforación.

Tabla 1.1 Valores de ensayos de perforación de cuero

FICHA TÉCNICA - PROVISIONAL - PETICIÓN DEL CLIENTE				
ENSAYO DE PERFORACION DEL CUERO				
N° prueba	ESPESOR DEL CUERO (mm)	ESFUERZO AL PERFORADO		
		P.S.I (lb/pug2) cilindro D=2,25 pulg	LIBRAS FUERZA (lb-f)	KILO - NEWTONS (kg*m/s2)
1	1,80	37,84	150,60	0,67
2	1,85	37,91	150,88	0,67
3	1,90	38,00	151,24	0,67
4	1,95	38,56	153,47	0,68
5	2,00	39,30	156,41	0,70
6	2,05	40,06	159,44	0,71
7	2,10	40,45	160,99	0,72
8	2,15	40,80	162,38	0,72
9	2,20	41,30	164,37	0,73
10	2,25	41,70	165,97	0,74
11	2,30	42,00	167,16	0,74
PROMEDIO	2,05	39,81090909	158,4474182	0,704805806

Dto. Control de Calidad
 Ing. Diego Valdiviezo
 CALINCEN
 Complejo Industrial "fabrilame s.a"
 Av. General Rumiñahui 3067 junto a la ESPE

Elaborado por: Julio Soria

Sin embargo el cuarto del calzado industrial no solo es cuero, sino también otros elementos. En la tabla 1.2 se tiene los valores de otro ensayo pero de cortes de la línea de producción, esto es en los cuartos producidos en el proceso de aparado.

Tabla 1.2 Valores de ensayos de perforación en cuartos

FICHA TECNICA - PROVISIONAL - PETICION DEL CLIENTE					
ENSAYO DE PERFORACION DEL CUERO					
N° prueba	ESPESOR DEL CUERO (mm)	ESPESOR DEL TAFILETE Y REATA (mm)	ESFUERZO AL PERFORADO		
			P.S.I (lb/pug2) cilindro D=2,25 pulg	LIBRAS FUERZA (lb-f)	KILO - NEWTONS (kg*m/s2)
1	1,80 a 2,30	0,80	44,30	176,31	0,78
2	1,80 a 2,30	0,95	45,00	179,10	0,80
3	1,80 a 2,30	1,00	46,00	183,08	0,81
4	1,80 a 2,30	1,05	46,90	186,66	0,83
5	1,80 a 2,30	1,85 REATA	53,00	210,94	0,94
6	1,80 a 2,30	1,90 REATA	56,25	223,88	1,00
7	1,80 a 2,30	2,00 REATA	58,00	230,84	1,03
PROMEDIO	1,80 a 2,30		49,92142857	198,6872857	0,883800784

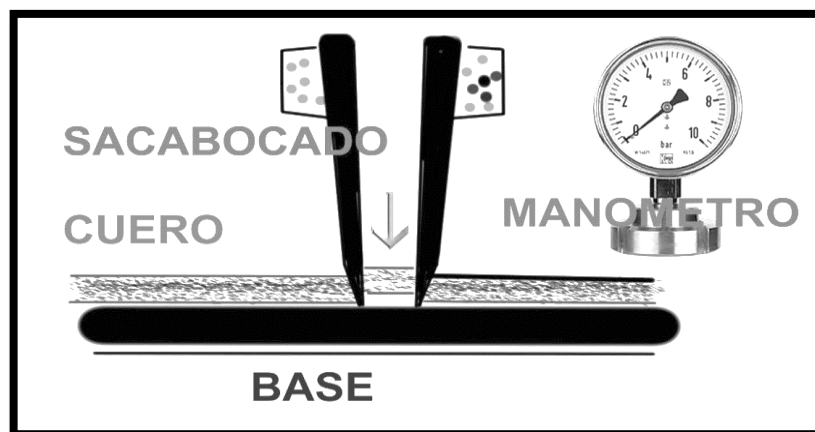
Dto. Control de Calidad
 Ing. Diego Valdivieso
 CALINCEN
 Complejo Industrial "fabrilfame s.a"
 Av. General Rumiñahui 3067 junto a la ESPE

Elaborado por: Julio Soria

Por lo tanto la máquina ojalilladora tiene que superar la fuerza de 0.88 KN en el perforado.

El ensayo de perforación se lo hace en el laboratorio de la industria con el esquema del equipo que se muestra en la figura 1.3.

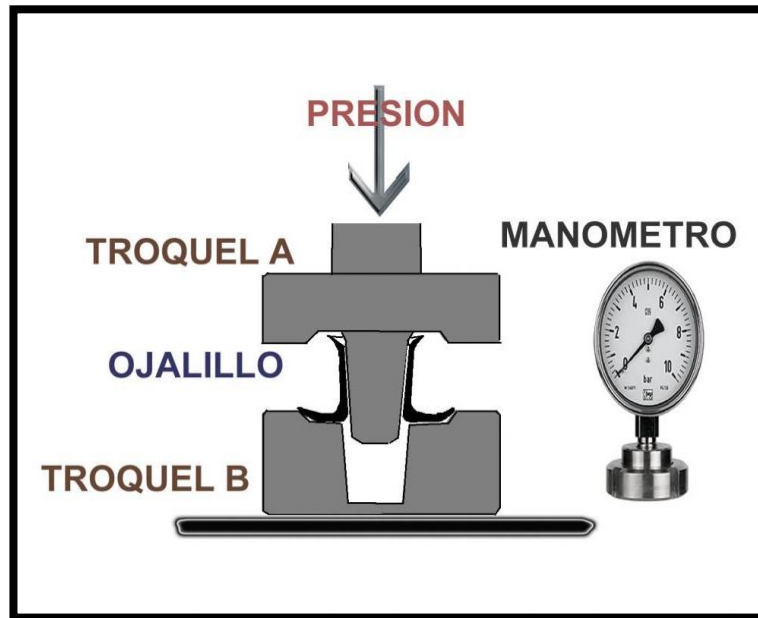
Figura 1.3 Esquema del equipo de ensayo para perforación



Elaborado por: Julio Soria

De la misma manera el ensayo de remachado del ojalillo se lo hace con el mismo principio que el de perforación, únicamente se coloca un juego de troqueles de remachado como se indica en la figura 1.4.

Figura 1.4 Esquema del equipo de ensayo para remachado



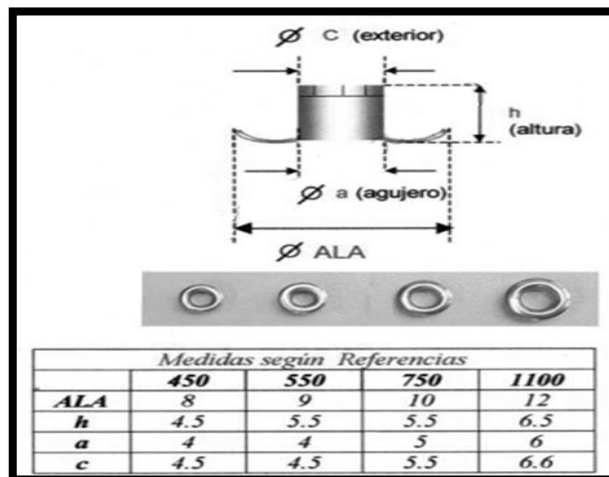
Elaborado por: Julio Soria

Los ojalillos pueden ser de varios materiales como metal, aluminio, bronce y plástico., con un diámetro interior de 4,0 mm mínimo e instalarse en los orificios de los cuartos o tubos de manera equidistante cada $2,0\text{ cm} \pm 0,5\text{ cm}$, hasta la altura que permita el cerrado del calzado de acuerdo a la talla, en caña baja de 10 a 12 y caña alta de 14 a 16 ojalillos; existen en varios modelos, tamaños y colores.

Debido a que el ojalillo es un elemento muchas veces decorativo en ciertos tipos de calzado, las normas ANSI Z41 o sus reemplazantes las normas ASTM F2412/13 no han fijado una norma para su elaboración sin embargo los fabricantes tienen sus tamaños estándar definidos, así como también el material, color y tratamiento superficial.

Para calzados de uso industrial normalmente se usan los denominados 750 o 1100, cuyo material es latón y su recubrimiento varía entre pintado o pavonado. La forma y dimensiones se ilustran en la figura 1.5

Figura 1.5 Forma y dimensiones del ojalillo



Elaborado por: Julio Soria

Y los datos de los ensayos de fuerza necesaria para el remachado del ojalillo se detallan en la tabla 1.3.

Tabla 1.3 Valores de ensayos de remachado de ojalillos

FICHA TECNICA - PROVISIONAL - PETICION DEL CLIENTE				
ENSAYO DE RESISTENCIA EN EL REMACHADO DEL OJALILLO				
N° prueba	OJALILLO METALICO	ESFUERZO PARA REMACHAR		
		P.S.I (lb/pug2) cilindro D=2,25 pulg	LIBRAS FUERZA (lb-f)	KILO - NEWTONS (kg*m/s2)
1	R - 750	85,00	338,30	1,50
2	R - 750	83,50	332,33	1,48
3	R - 750	86,00	342,28	1,52
4	R - 1100	89,50	356,21	1,58
5	R - 1100	88,00	350,24	1,56
6	R - 1100	90,10	358,60	1,60
PROMEDIO	R - 750 a 1100	87,0166667	346,3263333	1,540528796
<p>Dto. Control de Calidad Ing. Diego Valdiviezo CALINCEIN Complejo Industrial "fabrifame s.a" Av. General Rumiñahui 3067 junto a la ESPE</p>				

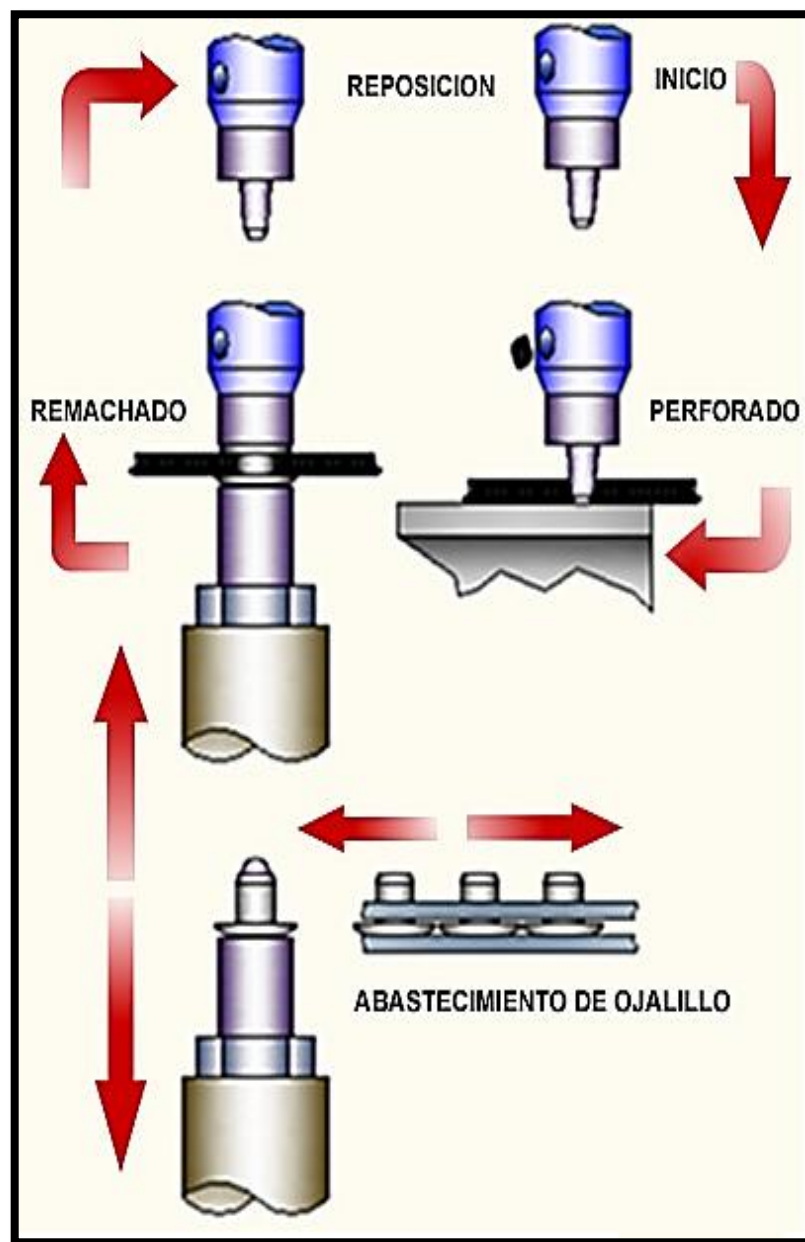
Elaborado por: Julio Soria

Entonces la ojalilladora tiene que superar una fuerza de 1.54 KN en el remachado del ojalillo.

1.5 Funcionamiento requerido

Para que la máquina ojalilladora realice el trabajo que se desea se debe seguir una secuencia de operaciones y movimientos, en la figura 1.6 se detalla paso a paso las operaciones que debe realizarla máquina ojalilladora.

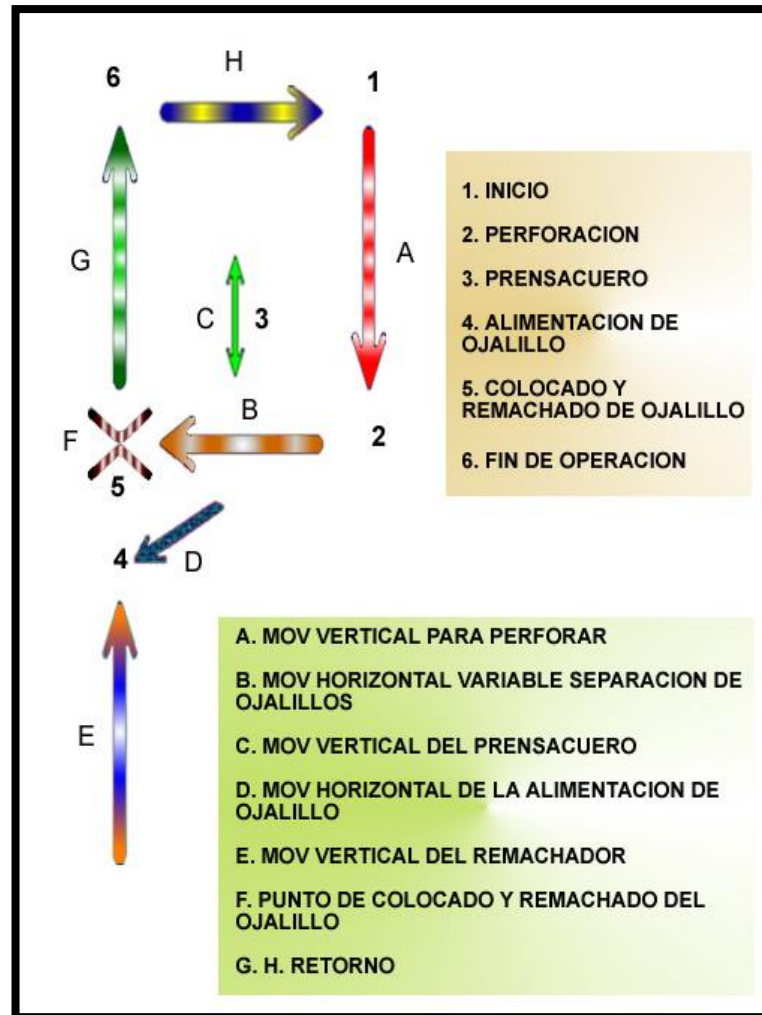
Figura 1.6 Operaciones de la máquina ojalilladora



Elaborado por: Julio Soria

En la figura 1.7 se ilustra completamente la secuencia de movimientos y operaciones de un ciclo de la máquina ojalladora

Figura 1.7 Secuencia de movimientos por ciclo de la máquina



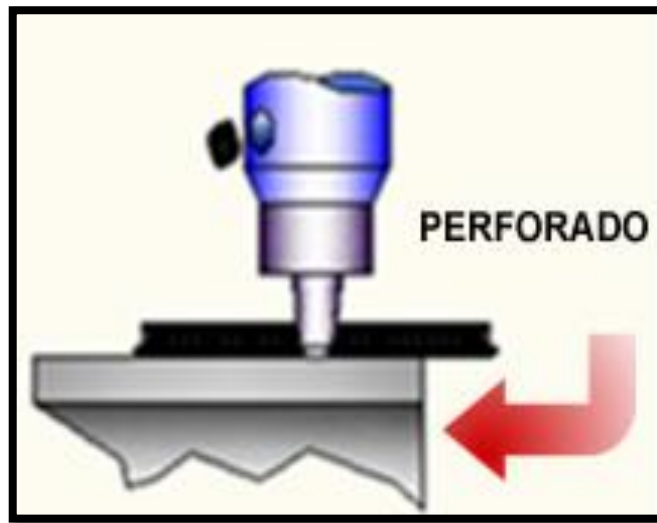
Elaborado por: Julio Soria

1.6 Descripción del ciclo de la máquina

Inicio.- Punto inicial o “cero” de la máquina en el cual ningún elemento presentará movimiento a excepción del motor y el volante de inercia.

Perforación.- La máquina inicia su movimiento, el recorrido principal del punto “1” hasta el “2” a este trayecto se ha optado por denominarle como recorrido “A”, este movimiento es vertical mediante el cual se logra perforar el cuero utilizando un punzón sacabocados llamado perforador como se ilustra en la figura 1.8

Figura 1. 8 El perforado

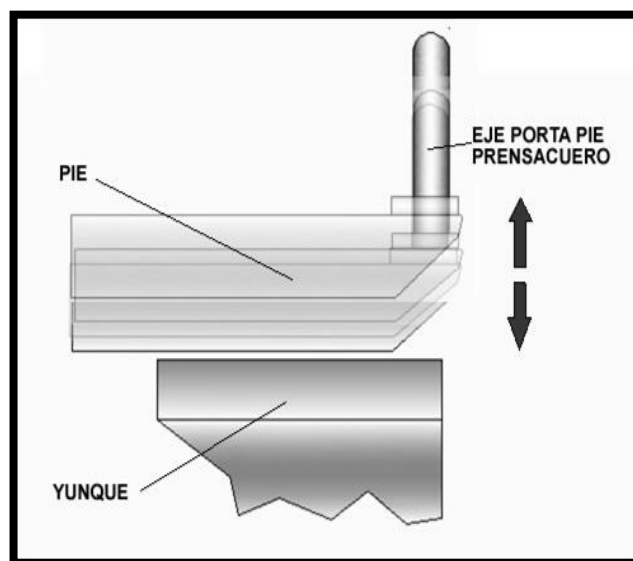


Elaborado por: Julio Soria

Prensa cuero.- Recorrido de separación de ojalillos; durante este movimiento el perforador mantiene su posición inferior y se desplaza horizontalmente el espacio regulado “B” desde la posición “2” hasta la “5”.

Durante este recorrido existen otros dos movimientos como: son el movimiento del pie prensa cuero “C” que asciende quitando así la presión sobre el cuero para que este pueda desplazarse libremente; se activa en la posición “2” y desactiva en la posición “5”, como se ilustra en la figura 1.9

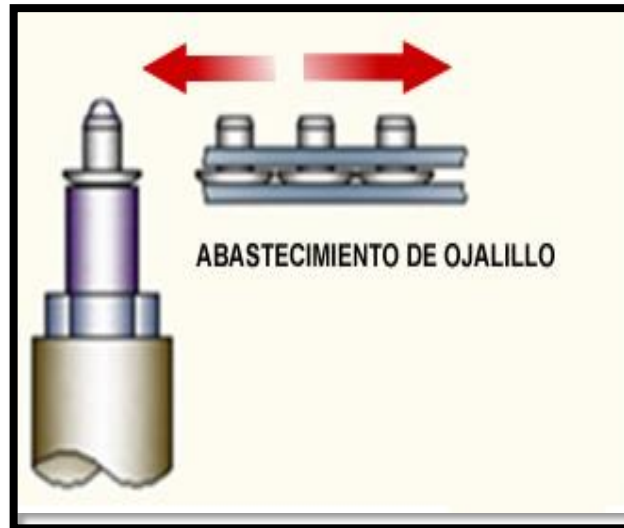
Figura 1. 9 Movimiento del pie prensa cuero



Elaborado por: Julio Soria

Alimentación de ojalillo.- Este movimiento simultáneo es el que realiza el alimentador de ojalillos “D”, se mueve en el plano X-Z y provee al remachador de un ojalillo por operación como se ilustra en la figura 1.10.

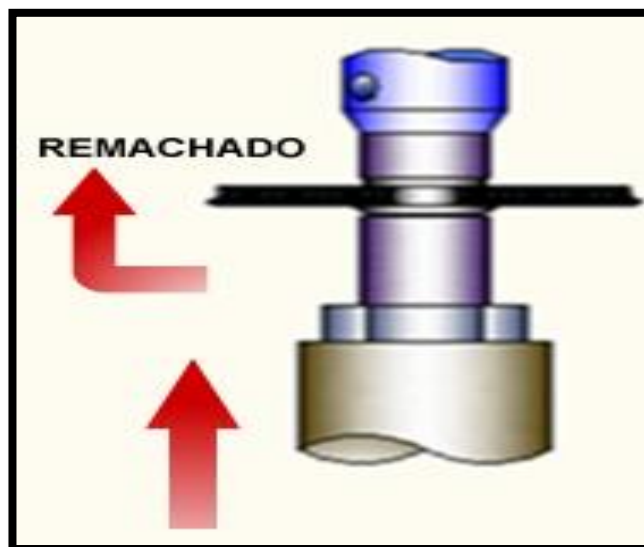
Figura 1.10 Abastecimiento de ojalillos



Elaborado por: Julio Soria

Colocado y remachado del ojalillo.- De estos movimientos simultáneos y sincronizados pasa a la posición “5”, en la cual, el perforador ha llegado perforando el cuero y desplazando la distancia regulada, así también el remachador llega con el ojalillo listo, entonces el ojalillo es colocado y remachado como se ilustra en la figura 1.11.

Figura 1.11 Remachado de ojalillos



Elaborado por: Julio Soria

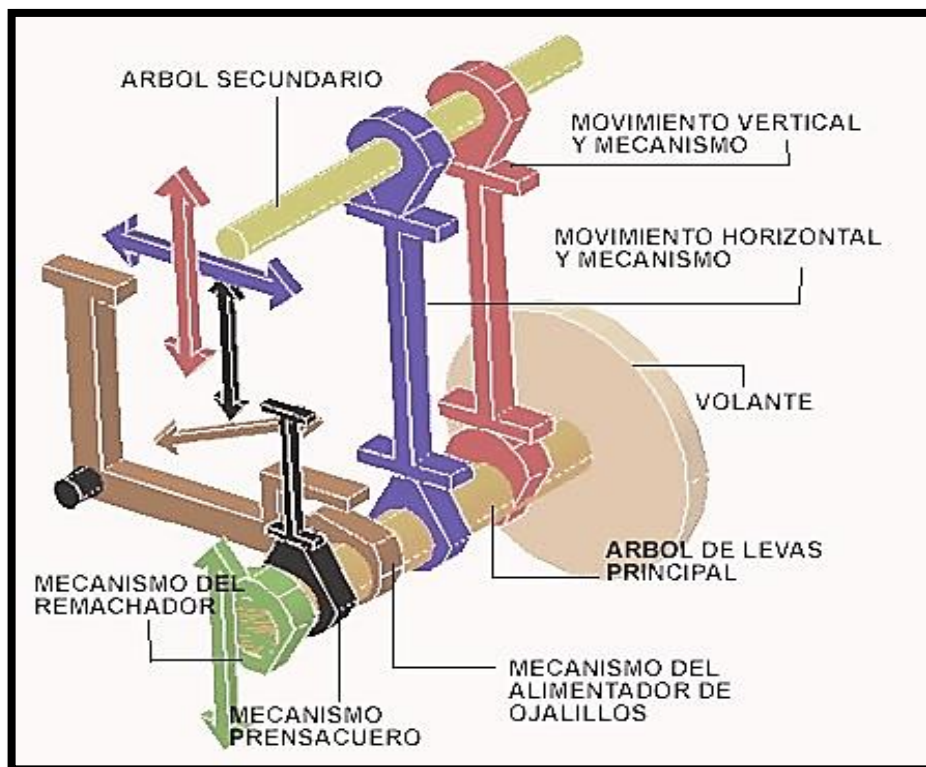
Fin de la operación.- En este punto y mediante el recorrido “G” el perforador suelta el cuero ya remachado y vuelve a su posición superior así como los otros elementos también retornan a sus posiciones originales.

Durante el recorrido “H” todos los elementos retornan a su punto cero de operación.

En resumen existe 5 movimientos, cada uno de ida y vuelta en cada operación de la máquina esto quiere decir que la máquina ojalilladora debe transformar un movimiento circular y fuerza provisto desde el motor en 5 movimientos alternativos simultáneos y a la vez secuenciales

Para ello se ha tomado la decisión de usar los siguientes mecanismos principales y clasificarlos como se ilustra en la figura 1.12.

Figura 1.12 Esquema de mecanismos



Elaborado por: Julio Soria

1.7 Fórmulas para el cálculo de elementos.

A continuación se enlista las fórmulas de cálculo que se usan para el diseño de los elementos de la máquina ojalilladora en el siguiente capítulo.

Debido a que es un conjunto de mecanismos, los elementos se encuentran expuestos a diferentes esfuerzos como tensión, compresión, torsión, flexión y corte en las secciones circulares o rectangulares por ello se publican todas estas fórmulas de cálculo, además de fórmulas para sumatorias de fuerzas, momentos, potencia, transmisión de movimiento, relaciones, factores de seguridad; y varias fórmulas de propiedades de materiales y detalles constructivos de elementos, entre otras.

Para propiedades de materiales

Todos los elementos de la máquina ojalilladora van estar expuestos a fatiga debido a los movimientos repetitivo e inversos en algunos casos y a cargas dinámicas variables, por lo tanto todos los materiales requeridos deben estar contemplados bajo este esfuerzo de fatiga y se calcula con las siguientes fórmulas a partir de los esfuerzos de tensión y fluencia.

Fórmulas:

$$S_n = 0.50(S_u) \quad \text{Ec. (1.1)}$$

$$S'_n = S_n(C_m)(C_u)(C_R)(C_s) \quad \text{Ec. (1.2)}$$

Donde:

S_u = Resistencia última a la tensión en Mpa.

S_n = Resistencia a la fatiga en Mpa.

S'_n = Resistencia a la fatiga real en Mpa

C_m = Factor de material

C_u = Factor de tipo de esfuerzo

C_R = Factor de confiabilidad

C_s = Factor de tamaño

Para los tipos de esfuerzos.

Detalle de las fórmulas que se aplican para diseño de los elementos de acuerdo a los distintos tipos de esfuerzos.

Para esfuerzo cortante torsional:

$$\tau_{max} = \frac{T \times c}{J} \quad \text{Ec. (1.3)}$$

Donde:

τ_{max} = Esfuerzo torsional máximo [Mpa].

c = Radio de la circunferencia [mm].

J = Momento polar de inercia [mm⁴].

Para esfuerzo cortante directo:

$$\tau_{max} = \frac{F}{A_s} \quad \text{Ec. (1.4)}$$

Donde:

τ_{max} = Esfuerzo cortante directo [Mpa].

F = Fuerza de corte [N].

A_s = Área de corte [mm].

Para deflexión

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad \text{Ec. (1.5)}$$

Donde:

σ = Esfuerzo de flexión [Mpa]

M = Momento [N.mm]

S = Sección [mm²]

Para diámetro de ejes

$$D = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (1.5)}$$

Donde:

N = Factor de diseño

K_t = Factor de concentración de esfuerzos.

S'_n = Resistencia a la fatiga real.

S_y = Resistencia a la fluencia.

M = Momento

T = Par torsional.

Para potencia

$$T = \frac{P}{n} \quad \text{Ec. (1.6)}$$

Donde:

T= Par torsional (N.m).

P= Potencia (watts).

n= velocidad de giro (rad/s).

Para engranajes

$$T = F \times d \quad \text{Ec. (1.7)}$$

$$\sum fy = 0 \quad \text{Ec. (1.8)}$$

$$Dp = Z \times M \quad \text{Ec. (1.9)}$$

$$De = Dp + 2M \quad \text{Ec. (1.10)}$$

$$hz = 2.25 \times M \quad \text{Ec. (1.11)}$$

$$d = \frac{(Dp+dp)}{2} \quad \text{Ec. (1.12)}$$

CAPÍTULO II

DISEÑO DE LA MÁQUINA OJALILLADORA

2.1 Generalidades

En el presente capítulo se detalla las referencias de propiedades de los materiales que se van a usar en el diseño de la máquina ojalilladora, esto es resistencias a los puntos críticos de esfuerzo deformación como son la resistencia última de tensión, fluencia y en base a estos la resistencia a la fatiga y fatiga real. También se detallan todas las referencias a usarse como factores de diseño por material, tamaño, concentración de esfuerzos, entre otras referencias de diseño.

En el cuerpo mismo del capítulo se detalla el diseño específico de cada mecanismo que conforma la máquina ojalilladora y los cálculos de esfuerzos a los que está sometido cada elemento, los mismos que sirven para seleccionar las secciones adecuadas y forma de cada uno de ellos satisfaciendo así factores de seguridad.

2.2 Estandarización de referencias

En cualquier proceso productivo eficiente la unificación y estandarización de elementos son pilares fundamentales, por ello y haciendo referencia en lo mencionado en las generalidades, el diseño, cálculo, forma y dimensiones deben estar basadas en los datos técnicos de los materiales que más satisfagan los requerimientos para la construcción del equipo. De acuerdo a esto no sería muy conveniente tener una amplia diversidad de materiales para cada elemento, por el contrario si las exigencias no son estrictas es razonable estandarizar pocos tipos de materiales más conocidos, vendidos y sobretodo recomendados por los fabricantes.

Con las razones expuestas anteriormente se procede a estandarizar los materiales que se usarán para el diseño de la máquina ojalilladora, sabiendo que muchos de estos elementos van a estar expuestos a esfuerzos fluctuantes, repetitivos e inversos, se usará los criterios del libro de diseño de máquinas de Robert Mott

Los cálculos de fatiga y fatiga real se obtienen con las Ec. (1.1), (1.2) y las ref. (2.1), (2.2), (2.3) y (2.4).

Como ejemplo se muestra la obtención de la resistencia de fatiga del acero AISI 1045.

$$S_n = 0.50(S_u) \quad \text{Ec. (1)}$$

$$S_n = 282.50 \text{ Mpa}$$

$$S'_n = S_n(C_m)(C_u)(C_R)(C_S) \quad \text{Ec. (2)}$$

$$S'_n = 282.50 \text{ Mpa}(1.0)(1.0)(0.81)(0.90) = 205.94 \text{ Mpa}$$

Materiales

Acero AISI- SAE 1020

- Laminado en caliente ref. (2.1)
- Resistencia a la tensión $S_u = 379 \text{ Mpa}$ ref. (2.2)
- Resistencia a la fluencia $S_y = 207 \text{ Mpa}$. ref. (2.3)
- Resistencia a la fatiga $S_n = \text{Mpa}$. ref. (2.4)
- Resistencia a la fatiga real $S'_n = \text{Mpa}$ ref. (2.5)
- Dureza Brinell HB = 111 ref. (2.6)

Acero AISI-SAE 1045

- Laminado en caliente
- Resistencia a la tensión $S_u = 565 \text{ Mpa}$ ref. (2.7)
- Resistencia a la fluencia $S_y = 310 \text{ Mpa}$. ref. (2.8)
- Resistencia a la fatiga $S_n = 282.50 \text{ Mpa}$. ref. (2.9)
- Resistencia a la fatiga real $S'_n = 205.94 \text{ Mpa}$ ref. (2.10)
- Dureza Brinell HB = 111 ref. (2.11)

Acero AISI- SAE 4340

- Laminado en caliente ref. (2.12)
- Resistencia a la tensión $S_u = 965 \text{ Mpa}$ ref. (2.13)
- Resistencia a la fluencia $S_y = 827 \text{ Mpa}$. ref. (2.14)
- Resistencia a la fatiga $S_n = 482.5 \text{ Mpa}$. ref. (2.15)
- Resistencia a la fatiga real $S'_n = \text{Mpa}$ ref. (2.16)
- Dureza Brinell HB = 280 ref. (2.17)

Fundición nodular

- Laminado en caliente ref. (2.18)
- Resistencia a la tensión $S_u = 565 \text{ Mpa}$ ref. (2.19)
- Resistencia a la fluencia $S_y = 310 \text{ Mpa}$. ref. (2.20)

- Resistencia a la fatiga $S_n = \text{Mpa}$. ref. (2.21)
- Resistencia a la fatiga real $S'_n = \text{Mpa}$ ref. (2.22)
- Dureza Brinell HB = 111 ref. (2.23)

Fundición gris

- Laminado en caliente ref. (2.24)
- Resistencia a la tensión $S_u = 379 \text{ Mpa}$ ref. (2.25)
- Resistencia a la fluencia $S_y = 207 \text{ Mpa}$. ref. (2.26)
- Resistencia a la fatiga $S_n = \text{Mpa}$. ref. (2.27)
- Resistencia a la fatiga real $S'_n = \text{Mpa}$ ref. (2.28)
- Dureza Brinell HB = 111 ref. (2.29)

Bronce

- Laminado en caliente ref. (2.30)
- Resistencia a la tensión $S_u = 565 \text{ Mpa}$ ref. (2.31).
- Resistencia a la fluencia $S_y = 310 \text{ Mpa}$. ref. (2.32)
- Resistencia a la fatiga $S_n = \text{Mpa}$. ref. (2.33)
- Resistencia a la fatiga real $S'_n = \text{Mpa}$ ref. (2.34)
- Dureza Brinell HB = 111 ref. (2.35)

Poliamida 6.6

- Laminado en caliente ref.(2.36)
- Resistencia a la tensión $S_u = 565 \text{ Mpa}$ ref. (2.37)
- Resistencia a la fluencia $S_y = 310 \text{ Mpa}$. ref. (2.38)
- Resistencia a la fatiga $S_n = \text{Mpa}$. ref. (2.39)
- Resistencia a la fatiga real $S'_n = \text{Mpa}$ ref. (2.40)
- Dureza Brinell HB = 111 ref. (2.41)

Referencias

C_m = Factor de material

Para acero forjado = 1.00 ref. (2.42)

Para acero colado maleable = 0.80 ref. (2.43)

Para acero colado gris = 0.70 ref. (2.44)

Para acero colado dúctil = 0.66 ref. (2.45)

C_u = Factor de tipo de esfuerzo

Para esfuerzo flexionante = 1.0 ref. (2.46)

Para tensión axial = 0.80 ref. (2.47)

 C_R = Factor de confiabilidad

Para confiabilidad de 99% = 0.81 ref. (2.48)

 C_s = Factor de tamaño

Para tamaño en $D \leq 7.62 = 1.0$ ref. (2.49)

Para tamaño en $7.62 < D \leq 50 = \left(\frac{D}{7.62}\right)^{-0.11} = 0.90$ en promedio ref. (2.50)

N = Factor de diseño

Para elementos de máquina con cargas dinámicas y confianza promedio N= 2.0 a 2.5

ref. (2.51)

Para elementos de máquina con cargas dinámicas e incertidumbre en las cargas o propiedades de materiales N= 2.5 a 4.0

ref. (2.52)

 K_t = Factor de concentración de esfuerzos

Para superficie lisa $K_t = 1.00$ ref. (2.53)

Para cuñero $K_t = 1.5$ ref. (2.53)

Para cuñero $K_t = 2.0$ ref. (2.55)

Para ranura de anillo de seguridad $K_t = 3.0$ ref. (2.56)

Factores para diseño de bandas

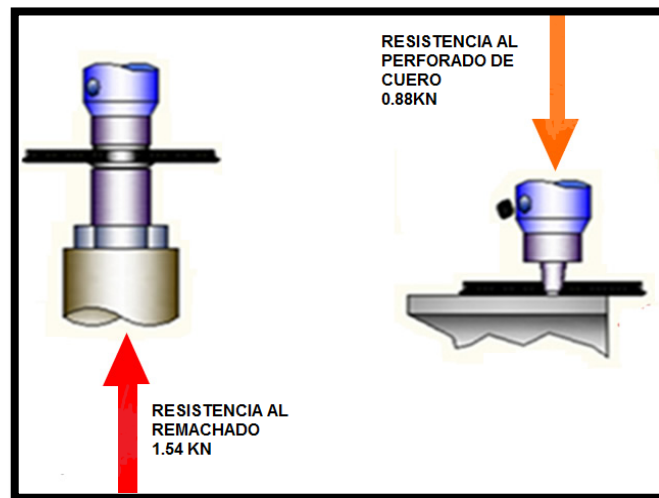
Para ángulo $\Theta = (160 \text{ a } 170); C_\theta = 0.96$ ref. (2.57)

Para longitud $L = 2000 \text{ mm}; C_L = 1.05$ ref. (2.58)

2.3 Cálculo y diseño de elementos de la máquina ojalilladora

Todos los mecanismos deben dar como resultado el movimiento y la fuerza necesaria en el perforador – remachador. Se inicia el cálculo con un dato técnico experimental realizado en taller del cual se obtiene que en promedio la fuerza necesaria para perforar el cuero y forro es de 0.88 KN y para remachar es de 1,54KN, como se ilustra en la figura 2.1.

Figura 2.1 Resistencia al perforado y remachado



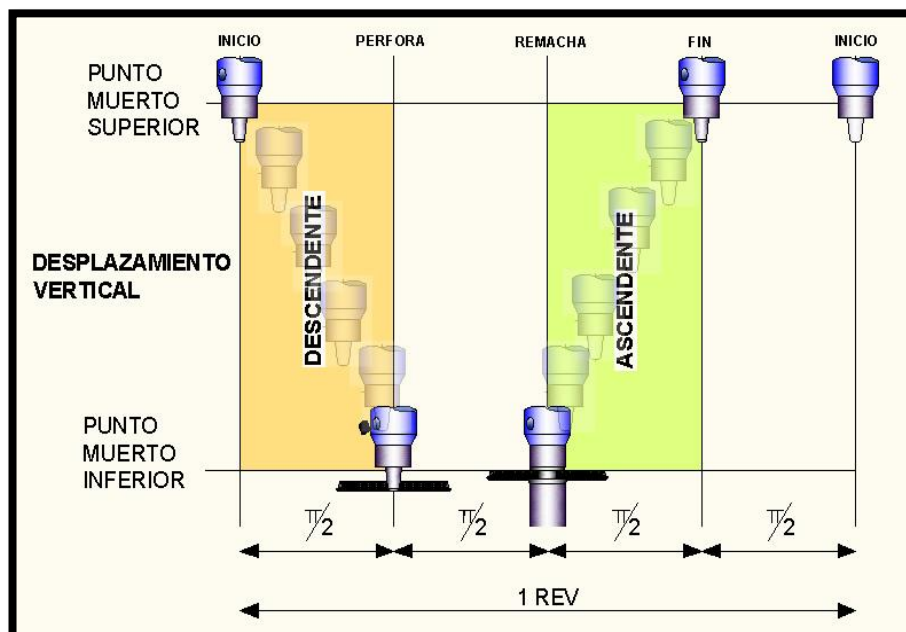
Elaborado por: Julio Soria

Todos los elementos de la máquina ojalilladora van estar sujetos a Esfuerzo de fatiga (S_n) y Esfuerzo de fatiga real (S'_n), además que de esfuerzo repetitivo e invertido.

2.3.1 Movimiento vertical

El movimiento vertical es el desplazamiento del punzón (perforador) en sentido descendente para perforar - remachar y ascendente para finalizar la operación; el diagrama de la secuencia del movimiento vertical se muestra en la figura 2.2

Figura 2.2 Diagrama de la secuencia para el movimiento vertical

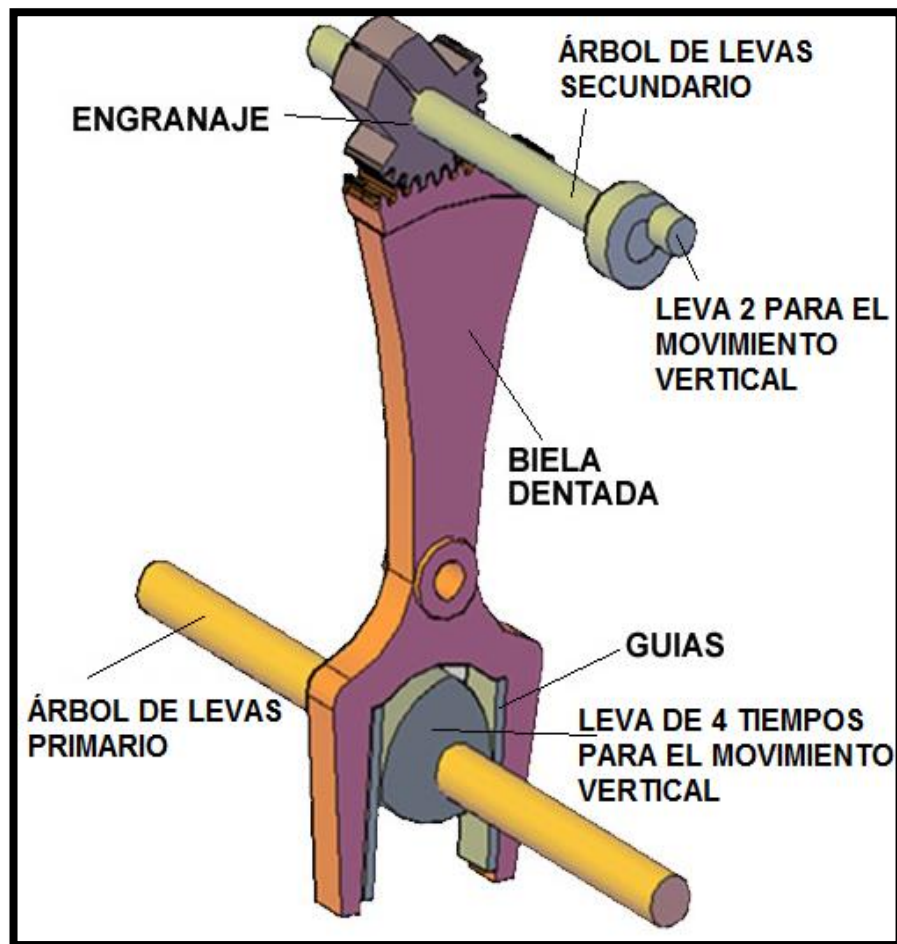


Elaborado por: Julio Soria

Para lograr esta secuencia es necesario que el movimiento del árbol secundario se divida en 4 tiempos iguales, para ello se diseña un mecanismo que tenga en un tiempo t_1 un punto muerto superior, en t_2 una espera, en t_3 un punto muerto inferior y en t_4 otra espera.

El esquema del mecanismo que se propone para satisfacer estas restricciones se ilustra en la figura 2.3.

Figura 2.3 Mecanismo de movimiento vertical



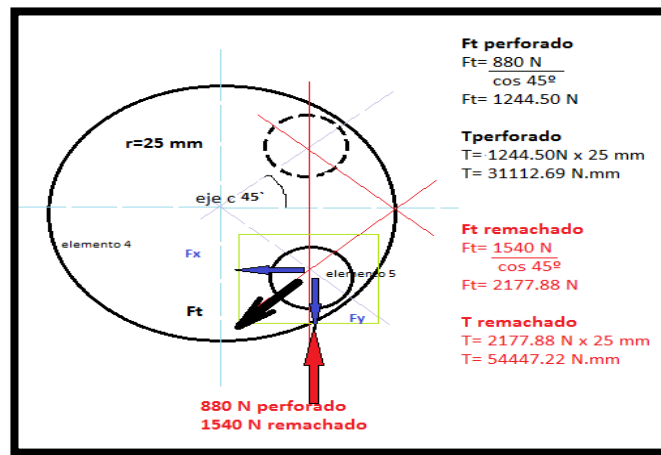
Elaborado por: Julio Soria

De acuerdo con el esquema planteado se diseñan los siguientes elementos del mecanismo:

Árbol secundario

El árbol secundario posee en su extremo anterior una biela que transmite toda la fuerza al perforador y está sometido a los esfuerzos que se ven en la figura 2.4

Figura 2.4 Diagrama de fuerza en la leva 5 del árbol secundario



Elaborado por: Julio Soria

Con el dato de $F_t \approx 2200 \text{ N}$ se calcula el diámetro de la biela bajo las siguientes condiciones:

- Esfuerzo a fatiga real.
- Material AISI-SAE 1045
- $S_u = 565 \text{ Mpa}$
- $S_y = 310 \text{ Mpa}$.
- $K_t = 1.0$

ref (2.1)

$$S_n = 0.50(S_u) \quad \text{Ec. (1)}$$

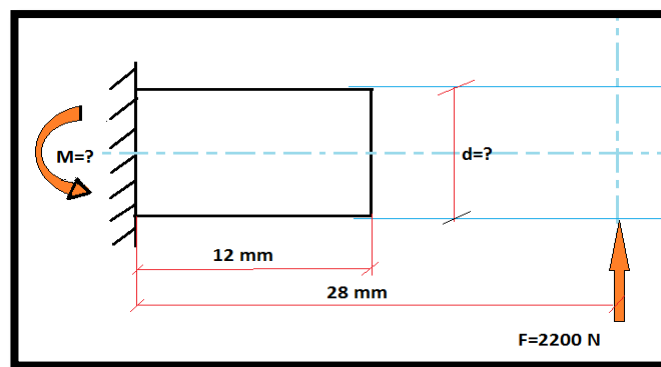
$$S_n = 282.50 \text{ Mpa}$$

$$S'_n = S_n(C_m)(C_u)(C_R)(C_S) \quad \text{Ec. (2)}$$

$$S'_n = 282.50 \text{ Mpa}(1.0)(1.0)(0.81)(0.96) = 219.67 \text{ Mpa}$$

En la figura 2.5 se ilustra la posición de la fuerza respecto a la leva y se reconoce que es un caso a flexión.

Figura 2.5 Esquema de la fuerza respecto a la leva



Elaborado por: Julio Soria

$$T = F \times l \quad \text{Ec. (6)}$$

$$M = 2200 \text{ N} \times 28 \text{ mm} = 61600 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad \text{Ec. (1.5)}$$

$$S = \frac{M}{\sigma} = \frac{61600 \text{ N} \cdot \text{mm}}{219.67 \text{ Mpa}} = 280.42 \text{ mm}^3$$

Para sección circular:

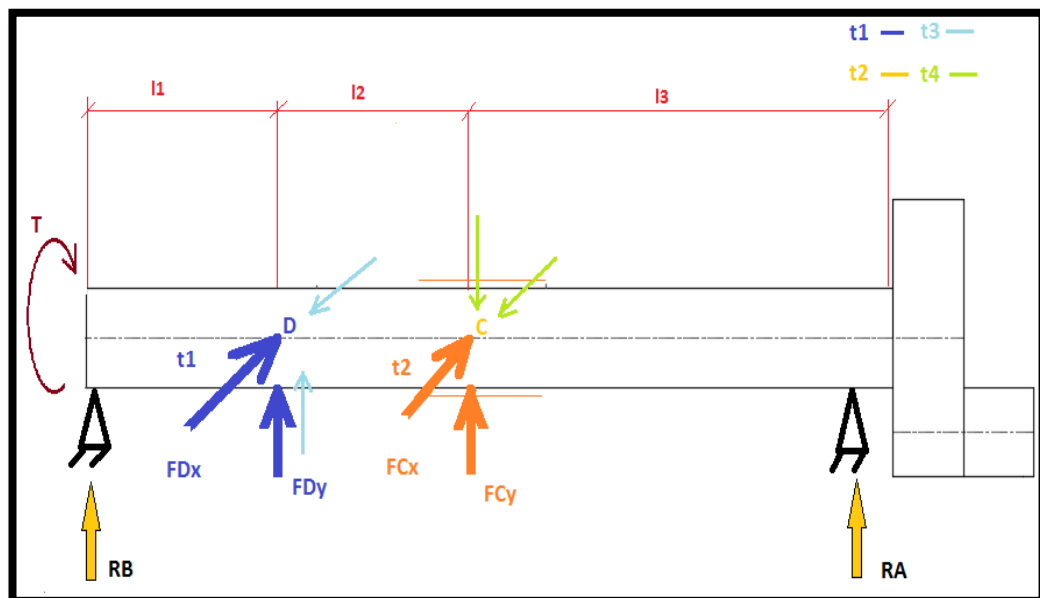
$$S = \frac{\pi \times d^3}{32} \quad \text{Ec. (8)}$$

$$d_5 = \left[\frac{32 \times S}{\pi} \right]^{\frac{1}{3}} = 14.18 \approx 15.00 \text{ mm}$$

El diámetro D4 prácticamente es el brazo de biela por lo tanto su requerimientos por la distancia requerida, esto es **D4= 50 mm**

Los esfuerzos a los que está sometido el árbol secundario son los que se muestra en la figura 2.6., anticipándonos con las fuerzas ejercidas por el engranaje en un tiempo t1 y por la fuerza máxima ejercida por el mecanismo del movimiento horizontal en tiempo t2, que son los máximos esfuerzos .

Figura 2.6 Esquema de las fuerzas que intervienen en el eje secundario



Elaborado por: Julio Soria

Con el dato de $F_t \approx 2200 \text{ N}$, se calcula el torque con referencia a la nomenclatura de la figura 2.2.

$$T = F \times l$$

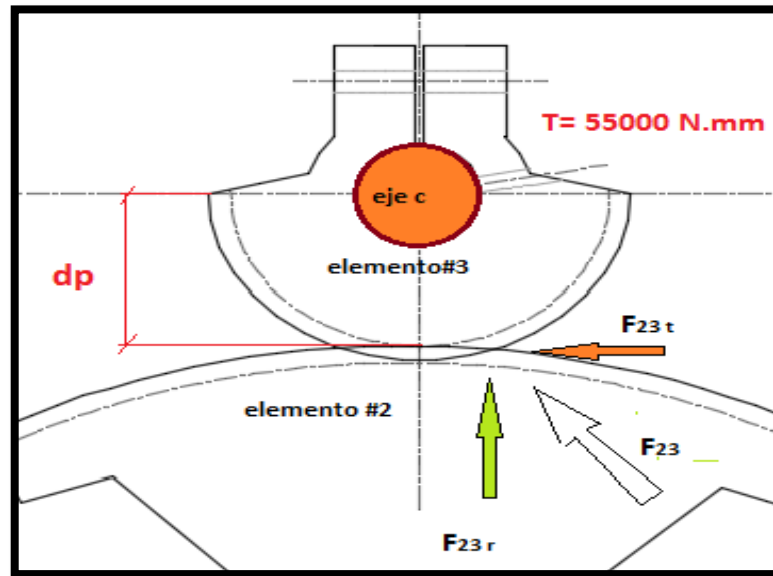
Ec. (6)

$$T_c = F_4 \times d_{4c} = 2200 \text{ N} \times 25 \text{ mm} = 55000 \text{ N.mm}$$

El esfuerzo máximo que el eje secundario va a realizar es en el tiempo t1, cuando remache el ojalillo va a estar sometido a esfuerzo torsional máximo, mientras que en el tiempo t2 únicamente va a soportar la deflexión máxima como pivote del elemento del mecanismo del movimiento horizontal, en t3 se somete al esfuerzo torsional mínimo y en t4 a la deflexión mínima. Por esto el cálculo del eje se realiza contemplando las fuerzas torsionales de t1.

El elemento causal de esfuerzo en t1 es el juego de engranajes (elemento #2 y #3, sabiendo que $d_p = 60 \text{ mm}$) con los cuales se obtienen las fuerzas torsionales tangencial y radial máximas como se ilustra en la figura 2.7.

Figura 2.7 Esquema de fuerzas que actúan en el piñón



Elaborado por: Julio Soria

Si Θ para engranajes 20° , entonces:

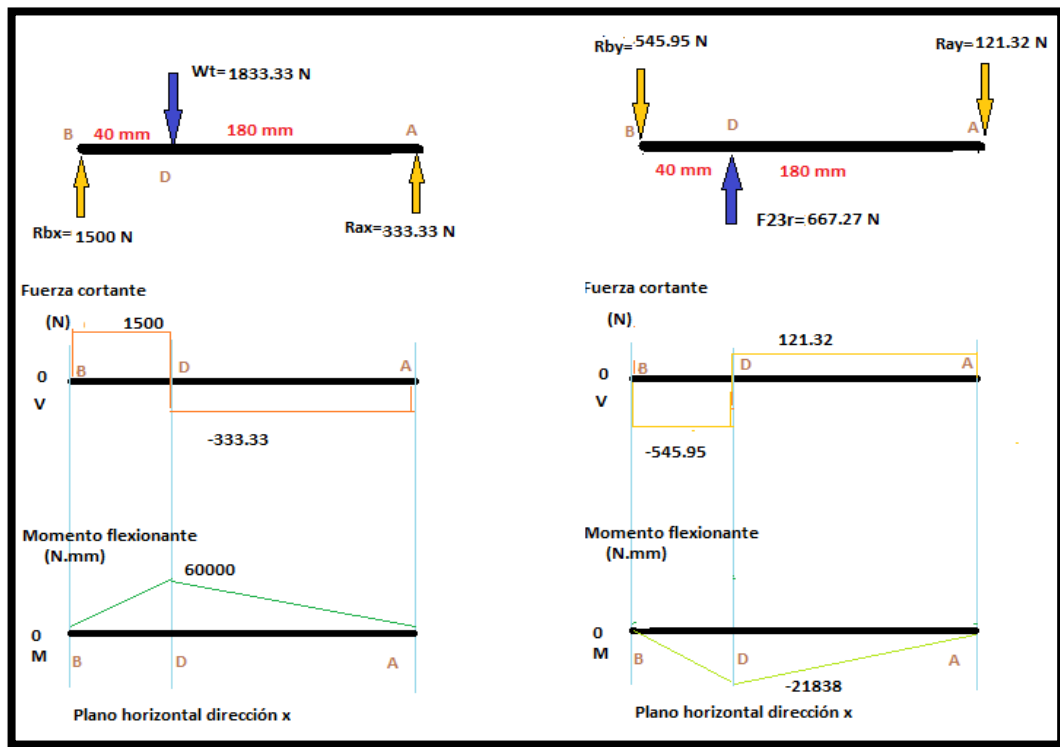
$$F_{23}^t = \frac{T_c}{d_p} = \frac{55000 \text{ N.mm}}{30 \text{ mm}} = 1833.33 \text{ N} = W_t$$

$$F_{23} = \frac{1833.33 \text{ N}}{\cos 20^\circ} = 1950.99 \text{ N} = F_{2b}$$

$$F_{23}^r = \tan 20^\circ \times N = 667.27 \text{ N}$$

Se calculan las reacciones R_a y R_b , se preparan los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante. Los resultados se muestran en la figura 2.8.

Figura 2.8 Diagrama de esfuerzos del eje secundario



Elaborado por: Julio Soria

Reacciones en x

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ec. (9)}$$

$$R_{bx} = 1833.33 \text{ N} - R_{ax}$$

$$\sum M = 0 \quad \text{Ec. (10)}$$

$$R_{ax} = \frac{1833.33 \text{ N} \times 40 \text{ mm}}{220 \text{ mm}} = 333.33 \text{ N}$$

$$R_{bx} = 1833.33 \text{ N} - 333.33 \text{ N} = 1500 \text{ N}$$

Reacciones en y

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ec. (9)}$$

$$R_{by} = 667.27 \text{ N} - R_{ay}$$

$$\sum M = 0 \quad \text{Ec. (10)}$$

$$R_{ay} = \frac{667.27 \text{ N} \times 40 \text{ mm}}{220 \text{ mm}} = 121.32 \text{ N}$$

$$R_{by} = 667.27 \text{ N} - 121.32 \text{ N} = 545.95 \text{ N}$$

Momento en el punto D:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad \text{Ec. (11)}$$

$$M_D = \sqrt{M_{Dx}^2 + M_{Dy}^2} = \sqrt{60000^2 + 21838^2} = 63850.60 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Cálculo del diámetro

$$D = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (12)}$$

Si $N=2.0$ y $K_t= 1.6$ (chavetero)

Se usan unidades del sistema americano

$$D_c = \left[\frac{32 \times 2.0}{\pi} \sqrt{\left[\frac{1.6 \times 63850.60 \text{ N.mm}}{219.67 \text{ Mpa}} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{55000 \text{ N.mm}}{310 \text{ Mpa}} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 21.52 \text{ mm}$$

$$D_c \approx 22.00 \text{ mm}$$

A continuación se calcula el engranaje para trabajo silencioso pero que tenga una buena eficiencia. Se opta por diseñar un engranaje de material mixto, para el piñón se utilizara nylon 66 y para la rueda dentada q a su vez es horquilla de la leva principal se la diseña en fundición nodular

Las características de los materiales son:

Para el **nylon 66 seco**:

- Resistencia a la tensión $[S_u] = 83 \text{ Mpa}$

Para la fundición nodular según norma ASTM A-536 clase 805506:

- Resistencia a la tensión $[S_u] = 552 \text{ Mpa}$
- Resistencia a la fluencia $[S_y] = 379 \text{ Mpa}$

Considerar que se necesita un movimiento de vaivén de $1/2$ de revolución en $1/2$ segundo, esto nos da 60 r.p.m aparentes, además se busca un mecanismo silencioso y en lo posible auto lubricado.

Cálculo de los datos necesarios para el juego de engranajes.

Si: $I = 180 \text{ mm}$, $d_p = 60 \text{ mm}$, $M = 2.5$

$$I = \frac{D_p + d_p}{2}$$

$$D_p = 2I - d_p = 2(180 \text{ mm}) - 60 = 300 \text{ mm}$$

$$Z = \frac{D_p}{M} = \frac{300}{2.5} = 120 \text{ dientes}$$

$$z = \frac{d_p}{M} = \frac{60}{2.5} = 24 \text{ dientes}$$

$$D_e = D_p + 2M = 300 \text{ mm} + 2(2.5) = 305 \text{ mm}$$

$$d_e = D_p + 2M = 60 \text{ mm} + 2(2.5) = 65 \text{ mm}$$

$$h = 2.25 \times M = 2.25(2.5) = 5.625$$

El ancho de diente se calcula con un valor de 20Mpa como tensión en el pie del diente, así se tiene que:

$$\sigma = \frac{F_{23}^t \times C_s}{M \times b \times Y \times n} \leq [\sigma]$$

Donde:

$$[\sigma] = 63.7 \text{ Mpa}$$

$$Y = 0.340$$

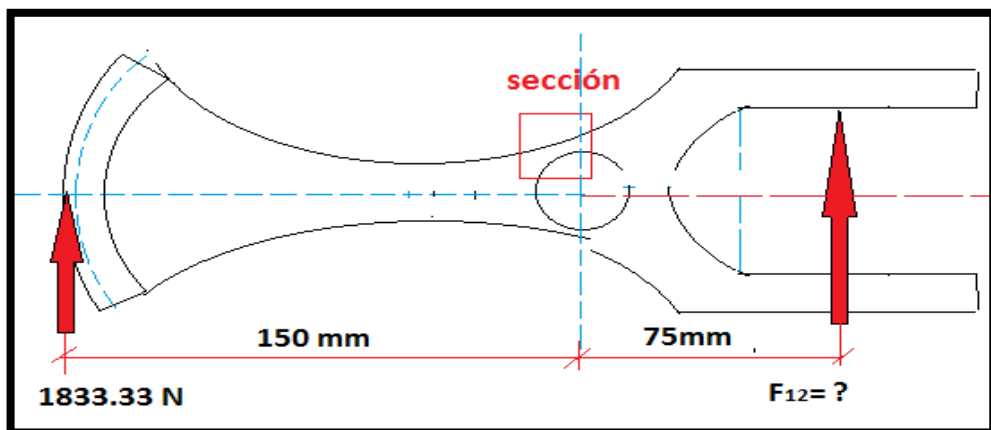
$$C_s = 1$$

$$N = 1.7$$

$$b = \frac{F_{23}^t \times C_s}{\sigma \times M \times Y \times n} = \frac{1833.33 \text{ N} \times 1}{55 \text{ Mpa} \times 2.5 \times 0.340 \times 1.7} = 23.06 \text{ mm}$$

Los elementos de sujeción para el piñón son un pasador de posicionamiento M8 x 10 cuya fuerza en cortante se ilustra en la figura 2.11, y un perno para apriete M10 x 30 con arandela en la cabeza y tuerca antideslizamiento, con un apriete de 60 N.m
Se identifica la sección crítica de esta biela en una esquina de la horquilla y se calcula su sección según la carga que se ilustra en la figura 2.9

Figura 2.9 Esquema de esfuerzos en el elemento horquilla



Elaborado por: Julio Soria

$$\sum_{Fx} = 1833.3 \text{ N} \times 150 \text{ mm} = F_{12} \times 75 \text{ mm}$$

$$F_{12} = 2 \times 1833.33 \text{ N}$$

$$F_{12} = 3666.66 \text{ N} = F_h$$

Para la fundición nodular:

$$S_n = 0.50(S_u) \quad \text{Ec. (1)}$$

$$S_n = 276 \text{ Mpa}$$

$$S'_n = S_n(C_m)(C_u)(C_R)(C_s) \quad \text{Ec. (2)}$$

$$S'_n = 276 \text{ Mpa}(1.0)(1.0)(0.81)(0.96) = 214.61 \text{ Mpa} = \sigma$$

$$T = F \times l \quad \text{Ec. (6)}$$

$$T_b = F_{12} \times l_{ab} = 3666.66 \text{ N} \times 75 \text{ mm} = 274999.50 \text{ N} \cdot \text{mm} = M$$

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad \text{Ec. (6)}$$

$$S = \frac{M}{\sigma} = \frac{274999.50 \text{ N} \cdot \text{mm}}{214.61 \text{ Mpa}} = 1281.39 \text{ mm}^3$$

Para sección rectangular:

$$S = \frac{B \times H^2}{6} \quad \text{Ec. (8)}$$

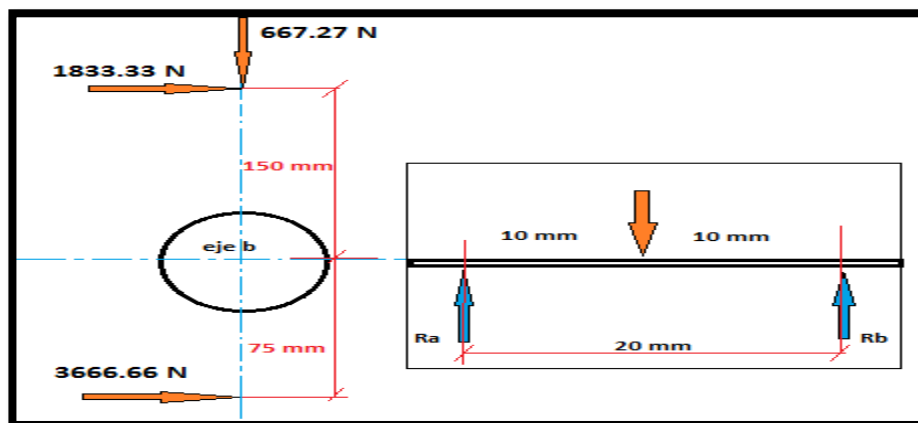
Si se desea que $H=2B$, entonces se reemplaza:

$$B = \left[\frac{3 \times S}{2} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{3 \times 1281.39 \text{ mm}^3}{2} \right]^{\frac{1}{3}} = 12.43 \text{ mm}$$

Entonces la sección debe ser mayor a un cuerpo prismático con $B > 12.43 \text{ mm}$ y $H > 24.86 \text{ mm}$.

Para el diseño del eje pivote de horquilla- rueda dentada, el esfuerzo concentrado en el eje b es igual a la sumatoria de fuerzas que provocan esfuerzo de flexión en el mismo. Las fuerzas que intervienen se ilustran en la figura 2.10

Figura 2.10 Esquema de esfuerzos en el eje “b”



Elaborado por: Julio Soria

$$\sum F_y = 667.27 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 1833.33 \text{ N} + 3666.66 \text{ N} = 5500 \text{ N}$$

$$F_b = \sqrt{(667.27 \text{ N})^2 + (5500 \text{ N})^2} = 5540.32 \text{ N}$$

$$Ra = Rb = \frac{5540.32 \text{ N}}{2} = 2770.16 \text{ N}$$

$$M = 2770.16 \text{ N} \times 10 \text{ mm} = 27701.6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad \text{Ec. (6)}$$

$$S = \frac{M}{\sigma} = \frac{27701.6 \text{ N} \cdot \text{mm}}{219.62 \text{ Mpa}} = 126.10 \text{ mm}^3$$

Para sección circular:

$$S = \frac{\pi \times d^3}{32} \quad \text{Ec. (8)}$$

$$d_b = \left[\frac{32 \times S}{\pi} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{32 \times 126.10 \text{ mm}^3}{\pi} \right]^{\frac{1}{3}} = 10.87 \text{ mm} \approx 12 \text{ mm}$$

El siguiente y último elemento del mecanismo de movimiento vertical a diseñar es la leva principal de este movimiento. Entre las características principales de este elemento esta la geometría y acabado superficial.

En la figura 2.11 se muestran el esquema de la leva a diseñar.

Figura 2.11 Leva excéntrica de 4 momentos



Elaborado por: Julio Soria

En este mecanismo durante el tiempo t_1 se produce el perforado, durante el tiempo muerto superior es una espera mientras trabaja el movimiento horizontal y se remacha el ojalillo, en el tiempo 2 el perforador regresa a su posición inicial y en el tiempo del punto muerto inferior todos los mecanismos regresan a sus posiciones iniciales.

Para diseñar la leva se debe tomar en cuenta la carrera fija de la leva del perforador gira $\frac{1}{4}$ de revolución o $\pi/2$, así como también el piñón por tanto se hace la siguiente relación.

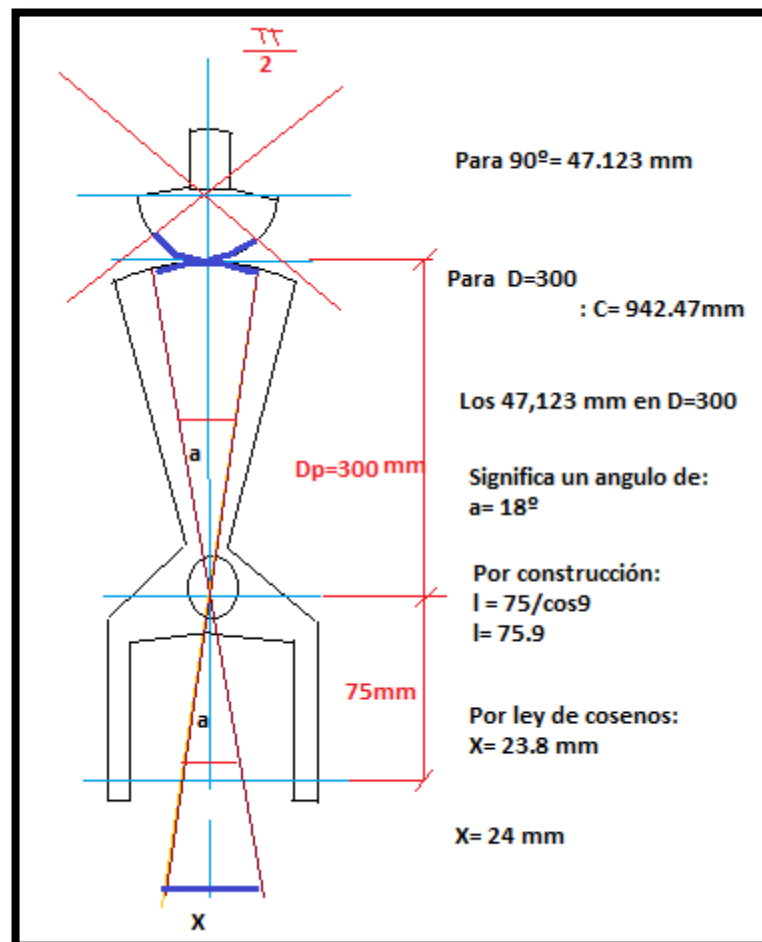
$$C = \pi \times d = \pi \times 60\text{mm} = 188.49\text{mm para } 2\pi$$

Entonces:

$$\text{Para } \frac{\pi}{2} = 47.12 \text{ mm}$$

En la figura 2.12 se muestra el esquema de relación geométrica para encontrar el desplazamiento que debe tener la leva del movimiento vertical.

Figura 2.12 Esquema de relación de desplazamiento

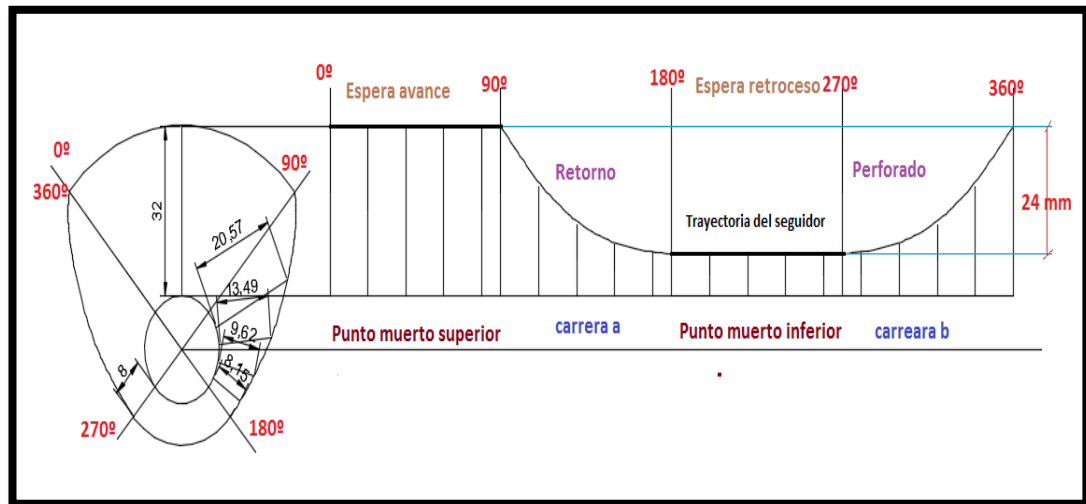


Elaborado por: Julio Soria

Según el análisis geométrico el desplazamiento que debe generar la leva es de 24 mm para que dé como resultado $\frac{1}{4}$ de revolución en la leva del perforador, lo cual da una carrera de 22 mm el trayecto del perforador.

El diseño geométrico de la biela se lo muestra en la figura 2.13, donde se ve la trayectoria del seguidor.

Figura 2.13 Diseño geométrico de la biela



Elaborado por: Julio Soria

Para el momento que este mecanismo necesita del eje principal se toma en cuenta el máximo que la leva requiere en el momento del perforado, por lo tanto:

$$T = F \times l \quad \text{Ec. (6)}$$

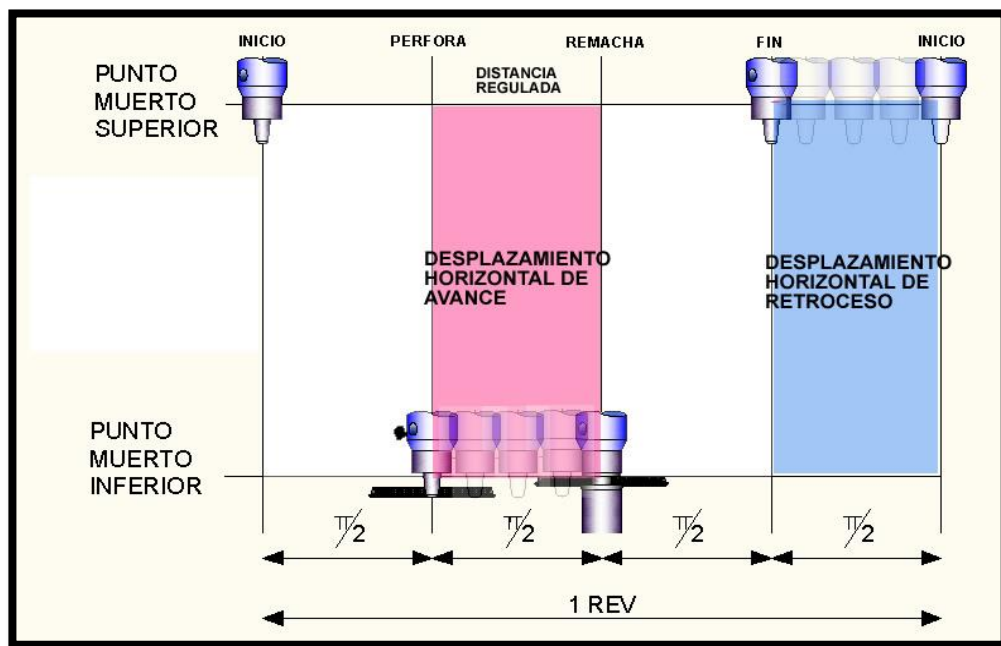
$$T_a = F_{12} \times l_{leva} = 3666.66 \text{ N} \times 42 \text{ mm} = 153999.72 \text{ N} \cdot \text{mm} = M$$

El material de diseño para la leva es AISI - SAE 4340, cementado, con una dureza superficial de 555 HB, (no se realizan cálculos de resistencia debido a que es notorio que las características del material son suficientes con la sección de la leva. Ver planos)

2.3.2 Movimiento horizontal

Al igual que el movimiento vertical el movimiento horizontal es una secuencia que debe tener como resultado final un tiempo t_1 de espera, un t_2 de punto muerto superior para desplazarse en la operación que debe tener la particularidad de ser regulado, un t_3 de espera y un t_4 de punto muerto inferior de desplazamiento hacia el origen; todo esto con el objetivo de sincronizarse con el movimiento vertical. La secuencia de trabajo del movimiento horizontal del perforador se ilustra en la figura 2.14.

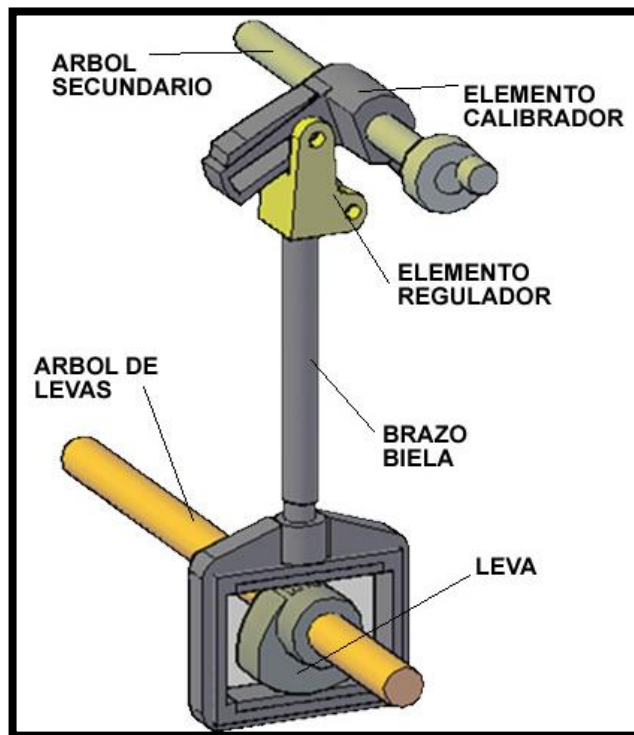
Figura 2.14 Diagrama de la secuencia para el movimiento horizontal



Elaborado por: Julio Soria

En la figura 2.15 se muestra el esquema del diseño propuesto para el movimiento horizontal de la máquina ojalilladora.

Figura 2.15 Mecanismo del movimiento horizontal

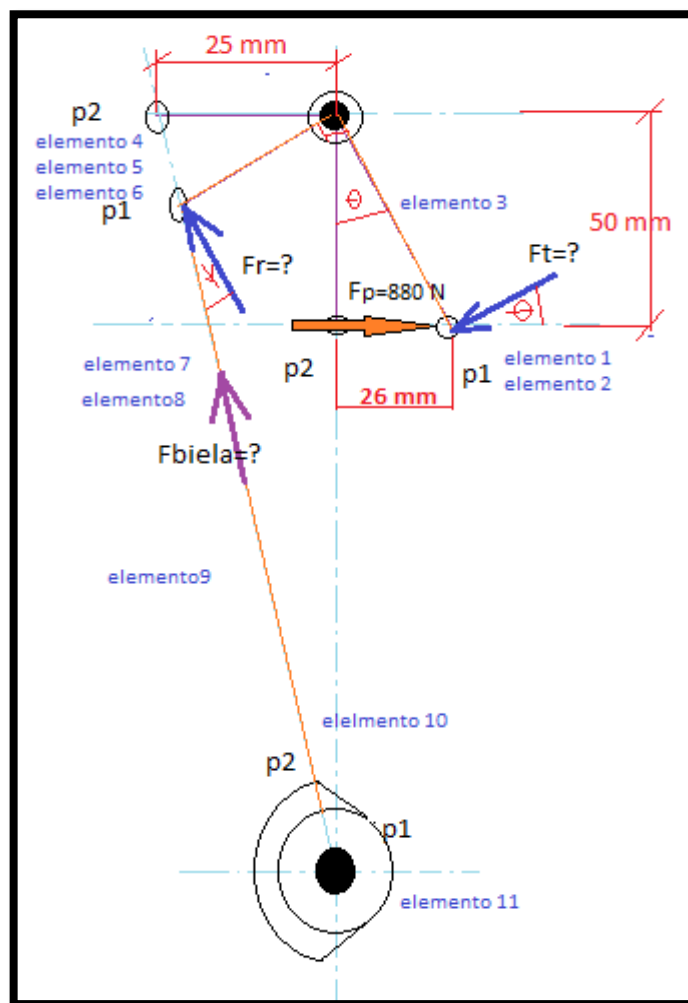


Elaborado por: Julio Soria

Para los cálculos de los elementos que intervienen en el movimiento horizontal se debe tomar en cuenta que en teoría la fuerza de perforación dejo de ser ejercida, por lo tanto únicamente se necesitará una fuerza equivalente al deslizamiento del cuero hacia el punto de remachado, sin embargo en la realidad quedaran fuerzas remanentes de la compresión al momento de perforar.

En la figura 2.16 se muestra el esquema de fuerzas y elementos que pertenecen al mecanismo de movimiento horizontal en un tiempo t_2 en el cual se ejerce el mayor esfuerzo.

Figura 2.16 Diagrama de fuerzas del movimiento horizontal



Elaborado por: Julio Soria

Al asumir que la fuerza de 880 N (fuerza de perforado) actúa en el tiempo t_2 en el cual inicia el movimiento horizontal los datos a calcular son:

$$\tan \theta = \frac{26 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} = 27.5 \approx 28^\circ \quad \text{Dat. (2.89)}$$

$$l = \sqrt{26 \text{ mm}^2 + 50 \text{ mm}^2} = 56.35 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{880 \text{ N}}{\cos 28^\circ} = 996.66 \text{ N}$$

$$\sum M = (F_t \times l) - (F_r \times 25 \text{ mm})$$

$$F_r = \frac{996.66 \text{ N} \times 56.35 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 2246.47 \text{ N}$$

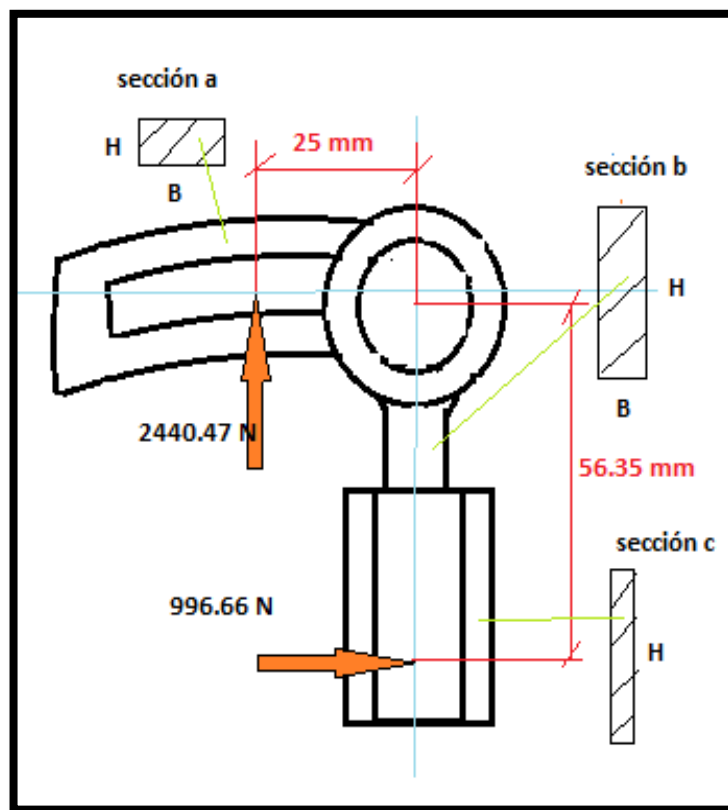
$$F_{biela} = \frac{2246.47 \text{ N}}{\cos 23^\circ} = 2440.47 \text{ N}$$

Para la sección mínima del elemento 3, se debe tomar las siguientes consideraciones:
Material fundición nodular según norma ASTM A-536 clase 805506, sometido a flexión.

- Resistencia a la tensión $[S_u] = 552 \text{ Mpa}$
- Resistencia a la fluencia $[S_y] = 379 \text{ Mpa}$
- Resistencia a la fatiga calculada $[S_n] = 276 \text{ Mpa}$
- Resistencia a la fatiga real calculada $[S'_n] = 214.61 \text{ Mpa}$

En la figura 2.17 se muestra el esquema del elemento con las fuerzas que actúan.

Figura 2.17 Esquema de esfuerzos en el elemento regulador



Elaborado por: Julio Soria

Para la sección “a”:

$$T_a = F_{biela} \times l_{0a} = 2440.47 \text{ N} \times 25 \text{ mm} = 61011.75 \text{ N} \cdot \text{mm} = M$$

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad \text{Ec. (6)}$$

$$S = \frac{M}{\sigma} = \frac{61011.75 \text{ N} \cdot \text{mm}}{214.61 \text{ Mpa}} = 284.30 \text{ mm}^3$$

Para sección rectangular:

$$S = \frac{B \times H^2}{6} \quad \text{Ec. (8)}$$

Si se desea que $H=2B$, entonces se reemplaza:

$$B = [24 \times S]^{\frac{1}{3}} = [24 \times 284.30 \text{ mm}^3]^{\frac{1}{3}} = 18.96 \text{ mm}$$

La sección a usarse es de 19 mm x 9.5 mm para “a”

Para la sección “b”:

$$T_b = F_t \times l_{0b} = 996.66 \text{ N} \times 56.35 \text{ mm} = 56161.80 \text{ N} \cdot \text{mm} = M$$

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad \text{Ec. (6)}$$

$$S = \frac{M}{\sigma} = \frac{56161.80 \text{ N} \cdot \text{mm}}{214.61 \text{ Mpa}} = 261.70 \text{ mm}^3$$

Para sección rectangular:

$$S = \frac{B \times H^2}{6} \quad \text{Ec. (8)}$$

Si se desea que $H=B/2$, entonces se reemplaza:

$$B = \left[\frac{3 \times S}{2} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{3 \times 261.70 \text{ mm}^3}{2} \right]^{\frac{1}{3}} = 7.32 \text{ mm}$$

La sección a usarse es de 7.5 mm x 15 mm para “b”

Para la sección “c”.

Sección sometida a esfuerzo cortante

$$\tau_{max} = \frac{F}{A_s} \quad \text{Ec. (1.5)}$$

Al reemplazar valores:

$$\tau_{max} \approx S'_n = 214.61 \quad \text{Ref. (2.5)}$$

$$A_s = \frac{996.66 \text{ N}}{214.61 \text{ Mpa}} = 4.64 \text{ mm}^2$$

Al tomar en cuenta que por diseño esta sección tiene un $H = 30 \text{ mm}$ como superficie de contacto con el deslizante y por diseño mismo debe tener un espesor "B" aproximado de 5 mm, entonces:

$$A_s = 30 \text{ mm} \times 5 \text{ mm} = 150 \text{ mm}^2$$

Para el cálculo de la biela,

Para el diseño de la leva principal del movimiento horizontal se toma en cuenta el desplazamiento máximo que va a realizar la máquina ojalilladora. Por construcción geométrica se encuentra el desplazamiento.

$$\alpha = 28^\circ$$

Dat. (2.89)

$$l_{0,p1,p2} = 25 \text{ mm}$$

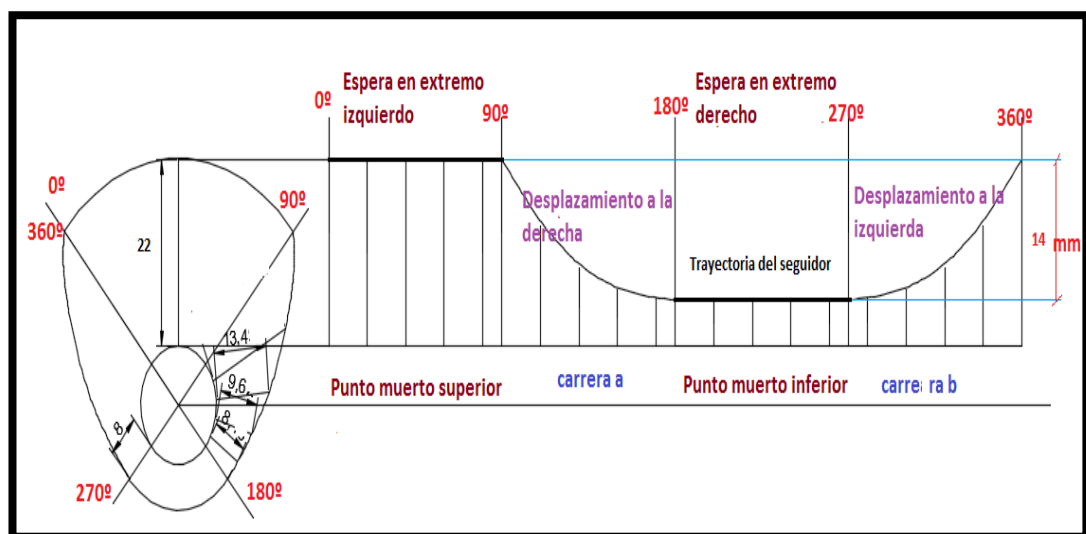
$$l_{leva} = \sqrt{25^2 + 25^2 - 2(25)(25)\cos 28} = 12.1 \text{ mm}$$

Con 12.1 mm de desplazamiento en el trabajo de la leva, satisface geoméricamente el desplazamiento del sacabocado de manera horizontal, sin embargo se diseñará para un desplazamiento mayor por las pérdidas y juegos.

$$l_{leva} = 14 \text{ mm}$$

El diseño geométrico de la leva para el movimiento horizontal se muestra en la figura 2.18.

Figura 2.18 Diseño geométrico de la leva para el movimiento horizontal



Elaborado por: Julio Soria

Para el momento que este mecanismo necesita del eje principal se toma en cuenta el máximo que la leva requiere en el momento de desplazar el perforador desde el extremo derecho al extremo izquierdo, por lo tanto:

$$T = F \times l$$

Ec. (6)

$$T_a = F_{biela} \times l_{leva} = 2440.47 \text{ N} \times 32 \text{ mm} = 78095.04 \text{ N} \cdot \text{mm} = M$$

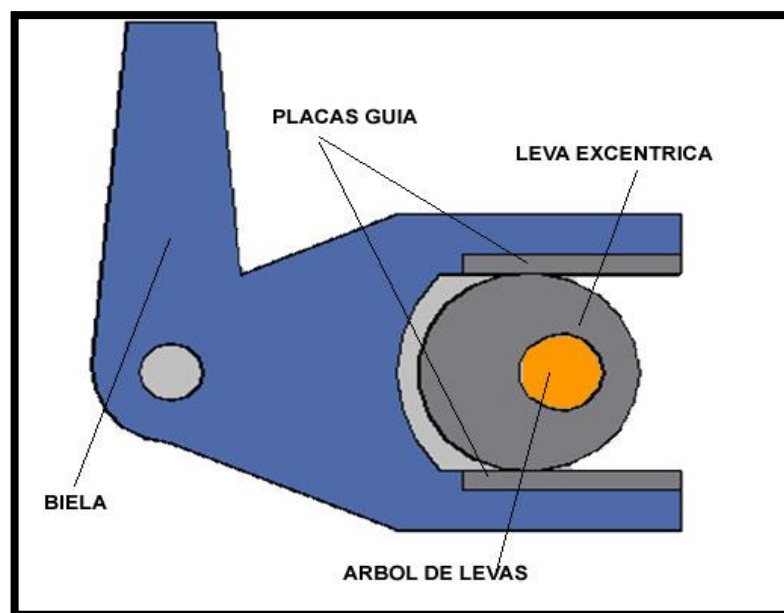
El material de diseño para la leva es AISI - SAE 4340 templado, con una dureza superficial de 555 HB, (no se realizan cálculos de resistencia debido a que es notorio que las características del material son suficientes con la sección de la leva. Ver planos)

2.3.3 Movimiento porta ojalillos

Para lograr la alimentación de ojalillos es necesario el diseño de un mecanismo con principio de funcionamiento parecido a los anteriores esto es en base a una leva para poder obtener y sincronizar un mecanismo de vaivén, esta leva deberá estar integrada en el mismo árbol primario para estar sincronizado con los movimientos anteriores, así como también debe tener elementos reguladores para poder calibrar el porta ojalillos

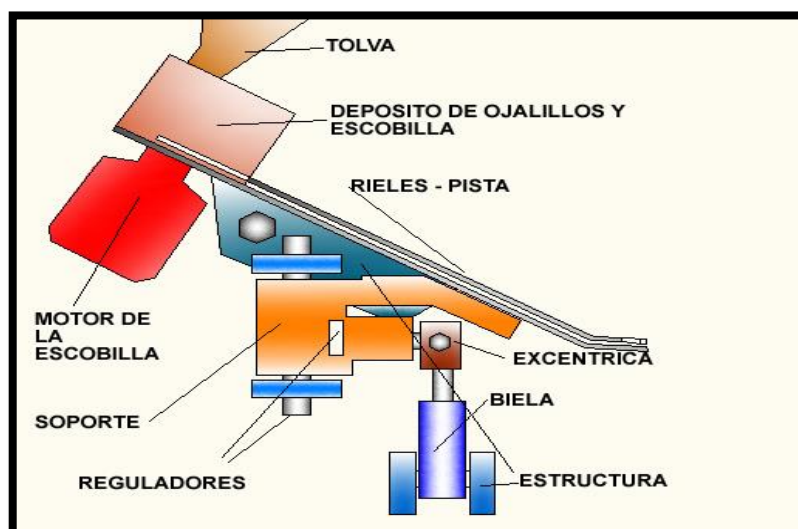
El esquema de mecanismo que se propone para diseño está ilustrado en la figura 2.19 y en la figura 2.20 se muestra el esquema de la porta ojalillos.

Figura 2.19 Mecanismo para alimentar ojalillos



Elaborado por: Julio Soria

Figura 2.20 Mecanismo del riel alimentador de ojalillos



Elaborado por: Julio Soria

Se diseña la geometría de los elementos para este mecanismo y se calcula las secciones no tan críticas de los mismos, elementos que intervienen en el mecanismo alimentador de ojalillos. Se debe tomar en cuenta la carga del peso del alimentador de ojalillos (el diseño del alimentador de ojalillos no está contemplado en esta tesis) por lo tanto se tomará como dato de masa de este elemento 4Kg aproximadamente.

Con un peso de $W = 4\text{Kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 39.2 \text{ N}$ se podrían calcular secciones muy pequeñas para los elementos por lo tanto el dimensionamiento de este mecanismo responde más a las exigencias geométricas de la máquina que a la misma resistencia del material.

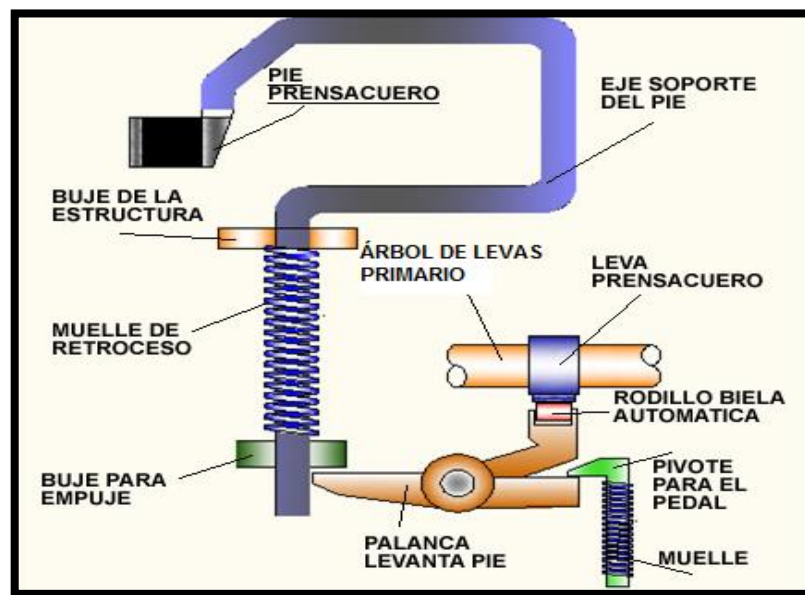
2.3.4 Movimiento Prensa cuero

El mecanismo prensa cuero deberá ser un mecanismo menor pero no menos importante. Se diseña es un elemento cuya función será la de impedir al cuarto a quedarse pegado al ojalillo remachado. En este mecanismo no hay una fuerza significativa que justifique cálculos, sin embargo para efectos de diseño se puede asumir que la fuerza necesaria en el prensacuero no debe exceder los 100 N.

Para este mecanismo se requiere un movimiento sencillo de leva, únicamente para el desplazamiento vertical durante un espacio de tiempo, se propone usar un mecanismo de leva y seguidor, como su movimiento no demanda cierto grado estricto de rigidez el retroceso lo hará mediante muelle.

En la figura 2.21 se muestra el esquema del mecanismo de prensacuero.

Figura 2.21 Esquema del mecanismo prensacuero

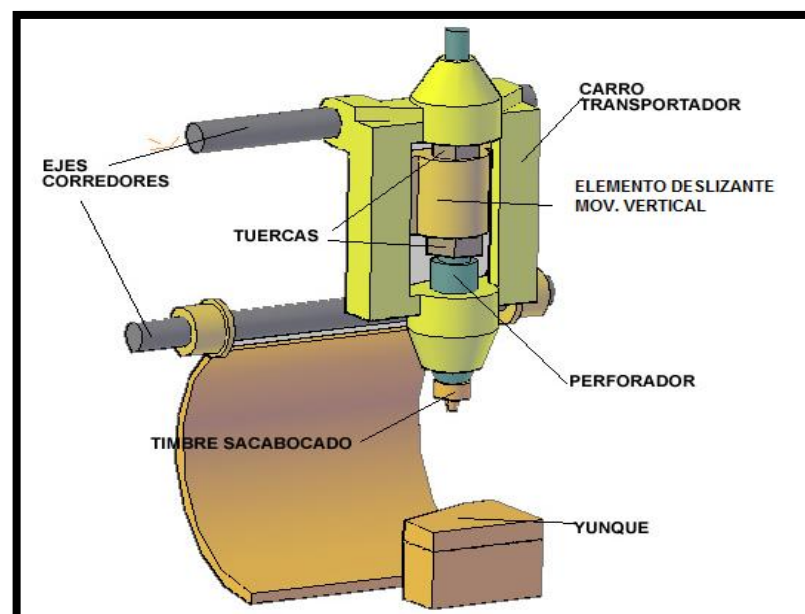


Elaborado por: Julio Soria

2.3.5 Movimiento perforador transportador

El diseño del mecanismo llamado carro transportador debe cumplir con la función de ser soporte de los elementos del conjunto de perforación y a su vez transportar todo este conjunto desde una operación a otra; en la figura 2.22 se propone el diseño del transportador.

Figura 2.22 Esquema del mecanismo del carro transportador

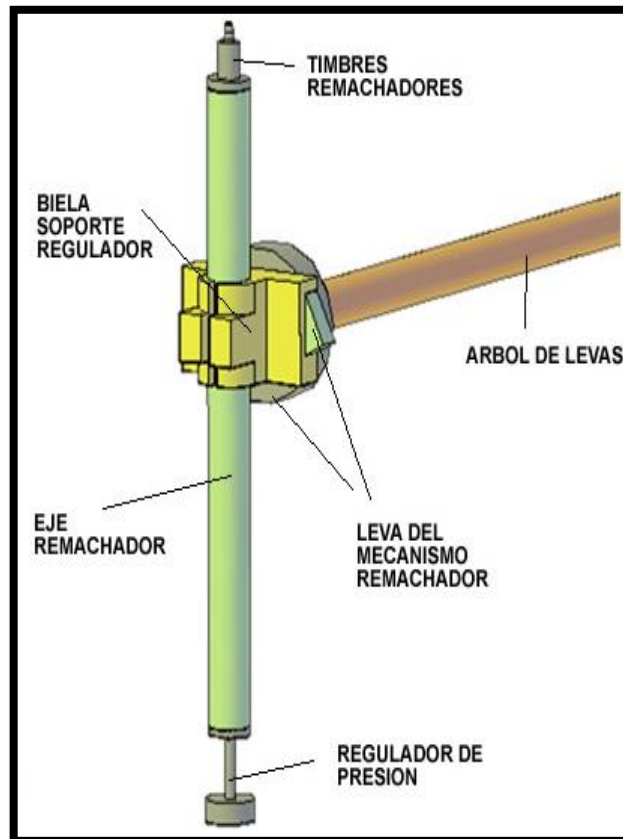


Elaborado por: Julio Soria

2.3.6 Movimiento remachador

El Conjunto del mecanismo remachador está diseñado a partir de la fuerza de remachado aplicada en un tiempo t_3 de 1540 N, dicha fuerza es la resistencia de compresión del ojalillo, por lo tanto se propone el siguiente diseño del mecanismo remachador que se ilustra en la figura 2.23.

Figura 2.23 Esquema del mecanismo remachador



Elaborado por: Julio Soria

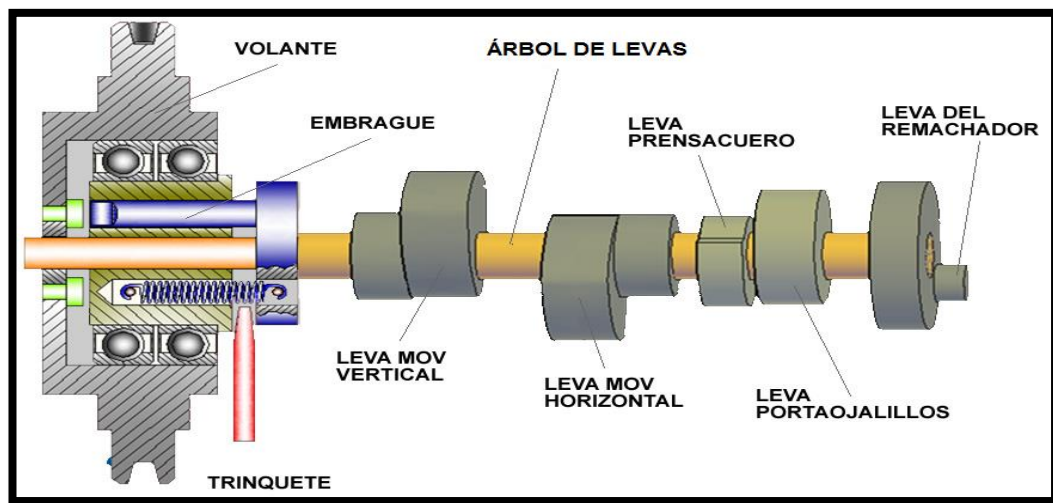
La sección de la leva de este mecanismo es el mismo que se usa en la leva del eje secundario, bajo las mismas condiciones de resistencia fuerza y material, por lo tanto únicamente se diseña la condición geométrica del elemento, En la figura 2.46 se ilustra el diseño propuesto de la leva y el elemento deslizante.

Entre las características de diseño se toma en cuenta que debe estar sincronizado con todos los mecanismos anteriores por ello de manera similar se plantea el diseño de una leva parecida a la del eje secundario con elementos de sujeción y guías que permitan la congruencia de sus centros en el momento que el perforador y el remachador realicen la operación de remachado.

2.3.7 Mecanismo de transmisión de movimiento

Todos los mecanismos anteriormente expuestos tienen un eje motriz común con la finalidad de realizar un trabajo mecánico sincronizado, este elemento es el eje principal y es el encargado de transmitir el movimiento y potencia a toda la máquina desde el motor. Todos los elementos necesarios están diseñados bajo el esquema que se ilustra en la figura 2.24.

Figura 2.24 Esquema mecanismo de fuerza y movimiento



Elaborado por: Julio Soria

Para el diseño del sistema de transmisión de fuerza y movimiento se toma en cuenta los siguientes datos:

Motor jaula de ardilla (anexo) datos de placa:

- Potencia = 1.5 KW
- Polos = 8
- Revoluciones por minuto = 860
- Par nominal = 16.7 N.m
- Factor de servicio = 1.15

Poleas de transmisión

- Conductora normalizada, en hierro fundido; $D_n = 42$ mm; $D_e = 50$ mm
- Conducida volante de inercia en hierro fundido; $D_n = 210$ mm; $D_e = 220$ mm
- Distancia entre centros aproximada; $C = 800$ mm.
- Banda normalizada en Tipo 3V, para trabajo estándar SAE J636; capacidad de transmisión superior a 2.5Hp o 1.75 KW en poleas pequeñas

Se calcula otros datos necesarios para el diseño del mecanismo de transmisión de movimiento.

Para la potencia de diseño, Ec. (1.25)

$$P_{diseño} = F_s \times P_n$$

$$P_{diseño} = 1.15 \times 1.5 \text{ KW} = 1.725 \text{ KW}$$

Para la longitud de banda, Ec. (1.26)

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$$

$$L = 2(800\text{mm}) + 1.57(210\text{mm} + 42\text{mm}) + \frac{(210\text{mm} - 42\text{mm})^2}{4(800\text{mm})}$$

$$= 2004.46\text{mm}$$

$$L = 2000 \text{ mm}$$

Para el ángulo de contacto de la polea menor, Ec. (1.26 y ref. (2.56)

$$\theta = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

$$\theta = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{210\text{mm} - 42\text{mm}}{2(800\text{mm})} \right] = 167.95$$

Para el número de bandas

$$P_{corregida} = C_\theta \times C_L \times P_n$$

$$P_{corregida} = 0.96 \times 1.05 \times 1.75 \text{ KW} = 1.764$$

$$N_{bandas} = \frac{P_{diseño}}{P_{corregida}}$$

$$N_{bandas} = \frac{1.75}{1.764} = 0.992 \approx 1.00 \text{ bandas}$$

Para la fuerza F1 y F2 en la banda. Ec. (1.58)

$$F_N = F_1 - F_2 = \frac{T}{\frac{D}{2}}$$

$$F_N = \frac{16700 \text{ N} \cdot \text{mm}}{21 \text{ mm}} = 795.24 \text{ N}$$

Para el torque en el eje principal Ec. (1.56)

$$T_a = F_N \times \frac{D_{conducida}}{2} = 795.24 \text{ N} \times 105 \text{ mm} = 83500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para la potencia transmitida al eje principal Ec. (1.58)

$$T = \frac{P}{n}$$

$$P_{eje\ principal} = 83.5\ N.m \times 18.01 \frac{rad}{s} = 1503.83\ watt \approx 1.5\ KW$$

Para la fuerza flexionante sobre el eje principal, Ec. (1.25)

$$F_{flexion} = 1.5\ F_N$$

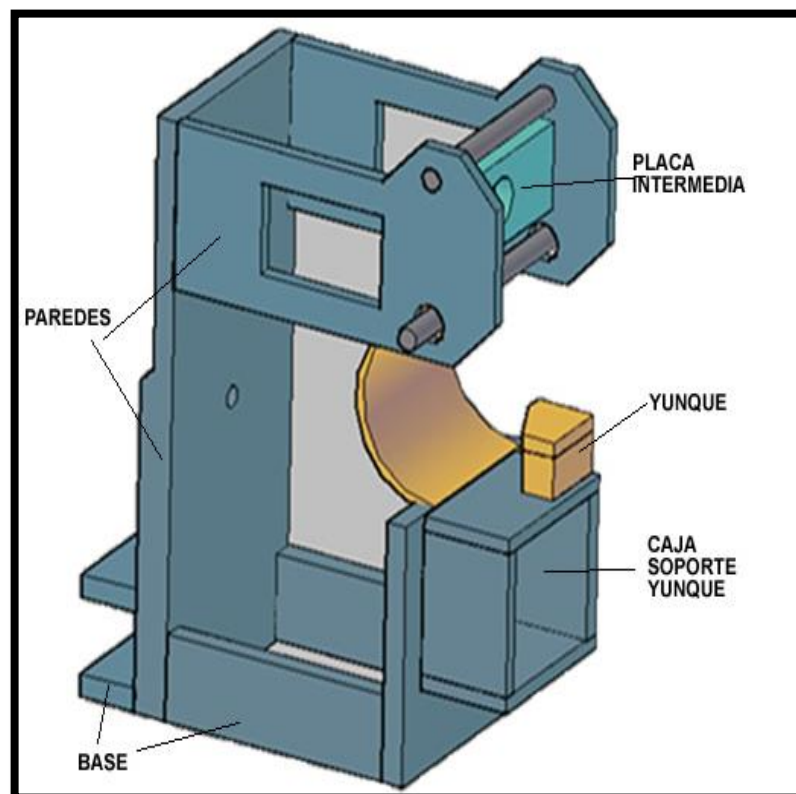
$$F_{flexion} = 1.5 \times 795.24\ N = 1192.86\ N$$

Para el diseño del eje principal se ubican las fuerzas y momentos de torsión en el diagrama que se muestra en la figura 2.89

2.3.8 Estructura

Los mecanismos diseñados deben estar en una estructura robusta para evitar las vibraciones al momento de trabajar, por ello se propone una estructura diseñada para ser construida en fundición gris, debido a su excelente resistencia y capacidad de absorber vibraciones. En la figura 2.25 se ilustra el esquema de la estructura propuesta.

Figura 2.25 Estructura de la máquina



Elaborado por: Julio Soria

CAPÍTULO III

COSTOS Y SIMULACIÓN DE LA MÁQUINA OJALILLADORA

3.1 Generalidades

El presente capítulo contiene el detalle económico de la máquina ojalilladora, el costo de los materiales necesarios para la máquina ojalilladora, tanto como aceros y fundición de acero. También está el precio de cada elemento seleccionado como sujetadores, pernos, anillos, etc. Más adelante esta el costo de fabricación de cada elemento en base a la hora máquina de trabajo para construirla. Todos estos valores son costos directos, pero también se encuentra los costos indirectos de la fabricación de la ojalilladora.

El otra sección se encuentra el simulado de los elementos más críticos de la máquina ojalilladora, los resultados son extraídos del programa de diseño y simulación Inventor 2015.

También se encuentra en el capítulo las conclusiones del diseño completo de la máquina ojalilladora de calzados industriales

3.2 Costos directos

Se conforman por los costos de material y mano de obra directa básicamente, son los costos de los recursos que se incorporan físicamente al producto final, en el caso de la ojalilladora se muestra en la tabla 3.1 la lista de material con dimensiones brutas para cada elemento a fabricarse así como también su valor cotizado en una distribuidora de acero de la ciudad de Quito.

Tabla 3.1 Costo de materiales

Ítem	Elemento	Material	Dimensiones Brutas	Cant	Precio unitario	Precio total
1	Conjunto árbol superior	AISI 4340	Ø20 x 250	1	\$ 50.00	\$ 50.00
2	Piñón	Nylon 66	Ø70 x 25	1	\$ 25.00	\$ 25.00
3	Horquilla – rueda dentada	Fundición nodular	250 x 70 x 20	1	\$ 60.00	\$ 60.00
4	Eje de horquilla	AISI 01	Ø12 x 70	1	\$ 8.00	\$ 8.00

5	Placa rodadura de leva (x6)	AISI 01	60 x 20 x 5	6	\$ 3.50	\$ 21.00
6	Leva Mov. Vertical	AISI 4340	Ø90 x 45	1	\$ 15.00	\$ 15.00
7	Leva Mov. Horizontal	AISI 4340	Ø80x 45	1	\$ 15.00	\$ 15.00
8	Leva Mov. Ojalillo	Fundición nodular	Ø80 x 20	1	\$ 10.00	\$ 10.00
9	Leva Mov. Prensacuero	Fundición nodular	Ø80 x 20	1	\$ 10.00	\$ 10.00
10	Eje Principal	AISI 4340	Ø22 x 450	1	\$ 25.00	\$ 25.00
11	Elemento deslizante M.V	AISI 01	25 x 25 x 12	1	\$ 2.00	\$ 2.00
12	Elemento deslizante M.H	AISI 01	30 x 25 x 15	1	\$ 2.00	\$ 2.00
13	Elemento deslizante rad M.H	AISI 01	25 x 25 x 13	1	\$ 2.00	\$ 2.00
14	Elemento deslizante M.R	AISI 01	30 x 30 x 13	1	\$ 2.00	\$ 2.00
15	Elemento calibrador de paso M.H	Fundición nodular	60 x 60 x 30	1	\$ 15.00	\$ 15.00
16	Elemento bisagra M.H	Fundición nodular	Ø 32 x 60	1	\$ 10.00	\$ 10.00
17	Elemento regulador de paso	Fundición nodular	150 x 20 x20	2	\$ 16.00	\$ 32.00
18	Pasador regulador de paso (x3)	AISI 01	Ø12 x 50	3	\$ 3.50	\$ 11.50
19	Eje regulador biela	AISI 1020	Ø16 x 200	1	\$ 4.00	\$ 4.00
20	Caja de leva M.H	Fundición nodular	100 x 100 x 25	1	\$ 15.00	\$ 15.00
21	Conjunto prensacuero	A 36	Ø12 x 300	1	\$ 10.00	\$ 10.00
22	Eje para mecanismo prensacuero	AISI 01	Ø12 x 60	1	\$ 5.00	\$ 5.00
23	Elemento accionado automático prensacuero	Fundición nodular	150 x 20 x20	1	\$ 15.00	\$ 15.00
24	Elemento accionado manual prensacuero	Fundición nodular	120 x 40 x 30	1	\$ 15.00	\$ 15.00

25	Elemento soporte del porta ojalillos	Fundición nodular	150 x 150 x 40	1	\$ 30.00	\$ 30.00
26	Conjunto elemento excéntrico	AISI 01	Ø25 x 20	2	\$ 6.00	\$ 12.00
27	Eje soporte de la biela porta ojalillos	AISI 01	Ø12 x 60	3	\$ 5.00	\$ 15.00
28	Biela porta ojalillos	Fundición nodular	Ø60 x 20	1	\$ 10.00	\$ 10.00
29	Elemento abrazadera del eje remachador	Fundición nodular	62 x 50 x 52	1	\$ 25.00	\$ 25.00
30	Conjunto del eje remachador	AISI 1020	Ø 20 x 200	4	\$ 8.00	\$ 32.00
31	Conjunto remachador	AISI 4340	Ø14 x 50	3	\$ 6.00	\$ 18.00
32	Soporte deslizante del perforador	Fundición nodular	60 x 52 x 40	1	\$ 20.00	\$ 20.00
33	Eje perforador	AISI 1020	Ø18 x 220	1	\$ 10.00	\$ 10.00
34	Perforador	AISI 01	Ø15 x 25	1	\$ 2.00	\$ 2.00
35	Carro transportador	Fundición nodular	250 x 120 x 60	1	\$ 35.00	\$ 35.00
36	Ejes guías (x2)	AISI 01	Ø20 x 300	2	\$ 8.00	\$ 16.00
37	Conjunto de embrague	AISI 4340	Ø70 x 60	2	\$ 20.00	\$ 40.00
38	Volante de inercia	Fundición nodular	Ø220 x 66	1	\$ 60.00	\$ 60.00
39	Trinquete de parada	Fundición nodular	Ø25 x 100	1	\$ 15.00	\$ 15.00
40	Estructura	Fundición gris	400 x 400 x 200	1	\$ 160.00	\$ 160.00

Subtotal	\$ 879,50
12 % I.V.A	\$ 105,54
Total	\$ 985,04

Elaborado por: Julio Soria

En la tabla 3.2 se encuentra la lista de suministros de sujeción.

Tabla 3.2 Costo de suministros

Ítem	Suministro	Material	Dimensiones	Cant .	Precio Unitario	Precio Total
1	Perno	Normalizado	M6 x 20	14	\$ 0.15	\$ 2.10
2	Perno	Normalizado	M8 x 15	2	\$ 0.20	\$ 0.40
3	Perno	Normalizado	M8 x 30	1	\$ 0.50	\$ 0.50
4	Perno	Normalizado	M10 x 30	1	\$ 0.55	\$ 0.55
5	Prisionero	Normalizado	M8 x 10	4	\$ 0.15	\$ 0.60
6	Anillo segger	Normalizado	D8	6	\$ 0.10	\$ 0.60
7	Anillo segger	Normalizado	D10	6	\$ 0.12	\$ 0.72
8	Tuerca	Normalizado	M 14 x 6	1	\$ 0.25	\$ 0.25
9	Tuerca	Normalizado	M 16 x 8	1	\$ 0.30	\$ 0.30
10	Pasador cónico	Normalizado	D8 x 1.10°	6	\$ 1.50	\$ 9.00
11	Banda	Normalizado	A 13x 2000	1	\$ 22.00	\$ 22.00
12	Motor	Normalizado	1.5 KW, 220 v, 8 POLOS	1	\$ 310.00	\$ 310.00
13	Rodamiento	Normalizado	6212 RSR	2	\$ 28.00	\$ 56.00

Subtotal	\$ 403,02
12 % I.V.A	\$ 48,36
Total	\$ 451,38

Elaborado por: Julio Soria

En la tabla 3.3 se encuentra la lista de elementos pre-fabricados

Tabla 3.3 Costo elementos pre- fabricados

Ítem	Elemento prefabricado	Cant.	Precio	
1	Porta ojalillos	1	\$ 250.00	
2	Mesa bajo especificaciones	1	\$ 350.00	
3	Juego de pedales bajo especificación	1	\$ 150.00	
4	Sistema eléctrico	1	\$ 100.00	
			Subtotal	\$ 850,00
			12 % I.V.A	\$ 102,00
			Total	\$ 952,00

Elaborado por: Julio Soria

3.3 Costos indirectos

Son costos y rubros inherentes al proyecto pero que no se incorporan físicamente al producto, en el caso del proyecto de la ojalilladora estos costos son un porcentaje del costo directo por conceptos de diseño e imprevistos.

Para deducir el costo de producción por mano de obra y maquinaria se opta por calcular su valor en conjunto mediante un valor de hora máquina. En la tabla 3.4 se hace referencia a las horas máquina que cada elemento usaría para su construcción.

Tabla 3.4 Costo de hora máquina

Ítem	Elemento	Material	Cant.	Horas torno	Horas fresadora	Horas taller carpintería
1	Conjunto árbol superior	AISI 4340	1	2	x	x
2	Piñón	Nylon 66	1	1	2	x
3	Horquilla – rueda dentada	Fundición nodular	1	1	2	3
4	Eje de horquilla	AISI 01	1	0.5	x	x

5	Placa rodadura de leva (x6)	AISI 01	6	x	2	x
6	Leva Mov. Vertical	AISI 4340	1	1	3	x
7	Leva Mov. Horizontal	AISI 4340	1	1	3	x
8	Leva Mov. Ojalillo	Fundición nodular	1	2	0.5	x
9	Leva Mov. Prensacuero	Fundición nodular	1	2	0.5	x
10	Eje Principal	AISI 4340	1	1	2	x
11	Elemento deslizando M.V	AISI 01	1	x	1	x
12	Elemento deslizando M.H	AISI 01	1	x	1	x
13	Elemento deslizando rad M.H	AISI 01	1	x	1.5	x
14	Elemento deslizando M.R	AISI 01	1	x	1.5	x
15	Elemento calibrador de paso M.H	Fundición nodular	1	x	3	4
16	Elemento bisagra M.H	Fundición nodular	1	x	2	4
17	Elemento regulador de paso	Fundición nodular	2	1	2	3
18	Pasador regulador de paso (x3)	AISI 01	3	1	x	x
19	Eje regulador biela	AISI 1020	1	2	x	x
20	Caja de leva M.H	Fundición nodular	1	x	4	4
21	Conjunto prensacuero	A 36	1	1	1	x
22	Eje para mecanismo prensacuero	AISI 01	1	0.5	x	x
23	Elemento accionado automático prensacuero	Fundición nodular	1	x	2	2
24	Elemento accionado manual prensacuero	Fundición nodular	1	x	2	2
25	Elemento soporte del porta ojalillos	Fundición nodular	1	x	4	4

26	Conjunto elemento excéntrico	AISI 01	2	2	1	x
27	Eje soporte de la biela porta ojalillos	AISI 01	3	1	x	x
28	Biela porta ojalillos	Fundición nodular	1	x	3	3
29	Elemento abrazadera del eje remachador	Fundición nodular	1	x	4	5
30	Conjunto del eje remachador	AISI 1020	4	6	x	x
31	Conjunto remachador	AISI 4340	3	2	x	x
32	Soporte deslizante del perforador	Fundición nodular	1	x	4	5
33	Eje perforador	AISI 1020	1	1.5	x	x
34	Perforador	AISI 01	1	1.5	x	x
35	Carro transportador	Fundición nodular	1	x	5	5
36	Ejes guías (x2)	AISI 01	2	0.5	x	x
37	Conjunto de embrague	AISI 4340	2	6	2	x
38	Volante de inercia	Fundición nodular	1	3	x	3
39	Trinquete de parada	Fundición nodular	1	1	1	1
40	Estructura	Fundición gris	1	x	6	10
				41,50	66	58

Total horas torno	41,50
Total horas fresadora	66
Total horas taller carpintería	58

Elaborado por: Julio Soria

- La hora de torno cuesta \$8,00
- La hora de fresadora cuesta \$10,00
- La hora de taller carpintería cuesta \$5,00

En la tabla 3.5 se muestra el valor total por concepto de uso de máquinas herramientas y taller de carpintería para realizar los moldes de fundición

Tabla 3.5 Costos totales por el uso de máquinas herramientas

Hora torno	\$ 8,00	41,50	\$ 332,00
Hora fresadora	\$ 10,00	66	\$ 660,00
Hora t. carpintería	\$ 5,00	58	\$ 290,00
		COSTO TOTAL	\$ 1282,00

Elaborado por: Julio Soria

En la tabla 3.6 se resumen los costos directos e indirectos.

Tabla 3.6 Resumen de costos directos e indirectos

Costo	Valor
Costos directos	\$ 985,04
Costos de suministros	\$ 451,38
Costos elementos prefabricados.	\$ 952,00
Costos horas maquinaria	\$ 1282,00
Costo total	\$ 3.673,42

Elaborado por: Julio Soria

3.4 Otros rubros

Se considera un rubro denominado de imprevistos que comprenden gastos de movilización, impresión de planos, material de papelería, etc. Que comprenden un 10% de la suma de los costos directos e indirectos debido a que son de difícil desglose.

Por lo tanto:

Otros rubros= 0.1 (costos directos +costos indirectos)= 0.1 (\$ 3673.42)= \$ 367.34

Entonces el costo parcial de la máquina es de:

Costo parcial= \$ 3673.42 + \$ 367.34 = \$ 4040.76

3.5 Costo de diseño

El costo de diseño se determina mediante la relación, costo /hora de trabajo por el número de horas trabajadas en el diseño de la máquina.

Entonces:

Costo de hora de trabajo = \$15.00

Horas trabajadas en el diseño: 160 horas

Costo de diseño = \$ 15.00 x 160 horas= \$ 2400.00

Este costo se suma a los anteriores valores de costos parciales de la máquina diseñada y así el costo total es:

Costo total= \$ 4040.76 +\$ 2400.00 = \$ 6440.76

3.6 Breve análisis de recuperación de inversión.

Entre los objetivos de este proyecto se contempla la posibilidad de construir la máquina ojalilladora y comprobar si la misma sería una buena inversión tanto para talleres pequeños como para medianas y grandes industrias.

Se analizará de forma muy breve el tiempo en el cual puede una pequeña y mediana industria recuperar la inversión de la construcción de la máquina ojalilladora.

Para una pequeña industria.

Normalmente un taller pequeño produce unos 500 pares de calzado al mes, de todo tipo, con calidad regular por lo que el costo de producción de los mismos oscila entre los \$15.00 y \$20.00 dólares; la operación de ojalillado por cada par de zapatos cuesta \$0.50 dólares; en este tipo de industrias se usan máquinas manuales y el tiempo que tarda un operario en colocar 24 ojalillos en un par de zapatos es de 2 minutos usando una perforadora y una remachadora, lo que nos da casi 3 días de trabajo para colocar ojalillos en 500 pares de zapatos.

Entonces:

$$\$0.50 \times 500_{\text{pares/mes}} = \$250.00$$

$$\begin{aligned} \text{Tiempo de recuperación} &= \frac{\text{Costo de la máquina}}{\text{devengado por mes}} = \frac{\$6440.76}{\$250.00_{c/mes}} \\ &= 25.76 \text{ meses} \end{aligned}$$

El taller pequeño recupera la inversión de una máquina ojalilladora en 2 años aproximadamente.

Pero la capacidad de la máquina ojalilladora para colocar los 24 ojalillos en los 500 pares de zapatos en 100 minutos, menos de 2 horas; por lo tanto queda el operador libre para incrementar la producción.

Para la mediana industria.

Industrias como Calincen, Plasticaucho y otras producen en promedio 6500 pares de zapatos al mes, sus productos son de buena calidad y los precios de estos superan los \$60.00 dólares, sin embargo el costo de producción de estos zapatos esta entre \$15.00 y \$25.00 dólares.

En este proceso el costo de ojalillado es de \$0.26 dólares.

Entonces:

$$\begin{aligned} \$0.26 \times 6500_{\text{pares/mes}} &= \$1690.00 \\ \text{Tiempo de recuperación} &= \frac{\text{Costo de la máquina}}{\text{devengado por mes}} = \frac{\$6440.76}{\$1690.00_{\text{c/mes}}} \\ &= 3.81\text{meses} \end{aligned}$$

La mediana industria recupera la inversión de la máquina ojalilladora en menos de 4 meses y mejora los índices de desperdicio y reprocesos.

3.7 Costos de mantenimiento.

La máquina ojalilladora es una máquina eficiente de la cual como en cualquier máquina industrial las piezas que sufren deterioro son aquellas que hacen el trabajo propiamente dicho; para el caso de la ojalilladora las piezas que más frecuencia de cambio tendrían bajo un régimen de trabajo esforzado, esto es más de 2×10^6 ciclos/año, son:

- Perforador, (24 unidades a \$14.00 = \$336.00).
- Remachador, (12 unidades a \$15.00 = \$180.00).
- Leva del movimiento horizontal, (1unidad a \$53.00 = \$53.00).
- Banda trapecial, (1 unidad a \$22.00 = \$22.00).
- Aceite para lubricación, (2 galones a \$18.00 = \$36.00).

El presupuesto para el mantenimiento anual de la máquina ojalilladora bajo condiciones exigentes es de **\$627.00** dólares, obligatorio.

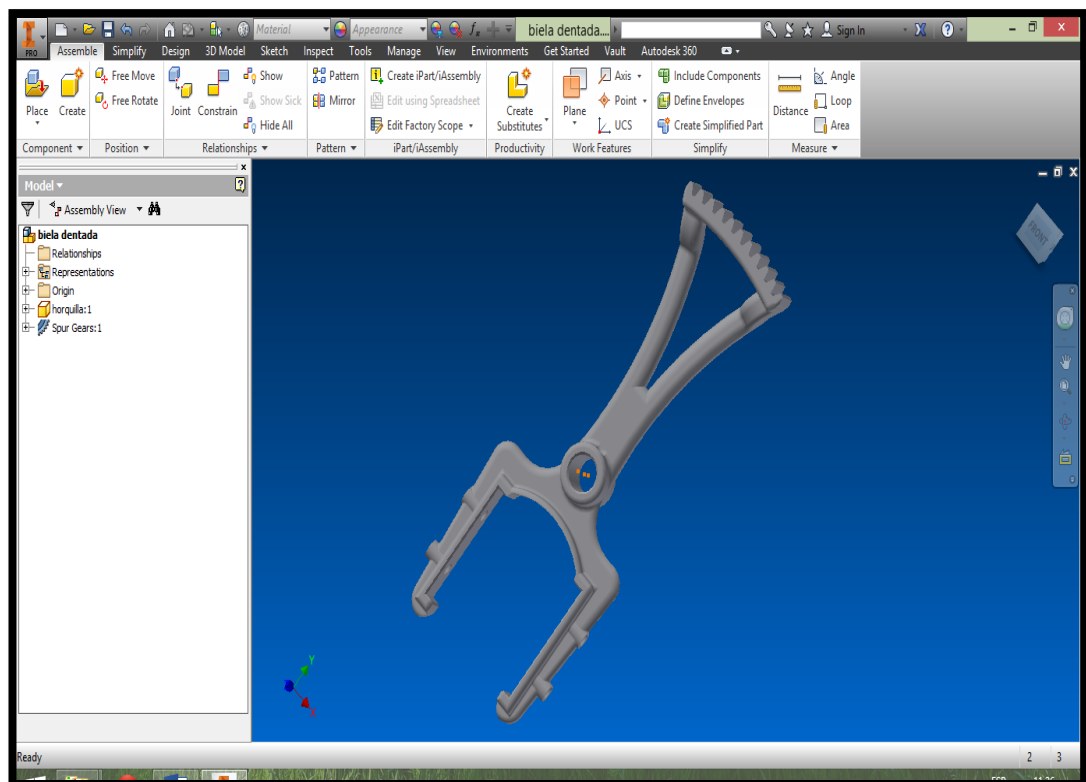
El incremento de este rubro dependerá de los elementos que por uso se hayan desgastado pero con el transcurso de los años.

3.8 Simulación de la máquina ojalilladora.

Con la ayuda del software Inventor 2015 se diseña cada elemento que conforma la maquina ojalilladora. El software permite escoger el tipo de material y las características del mismo.

En la figura 3.1 se muestra la pantalla de creación de partes del software de diseño Inventor 2015

Figura 3.1 Pantalla de creación de elementos.



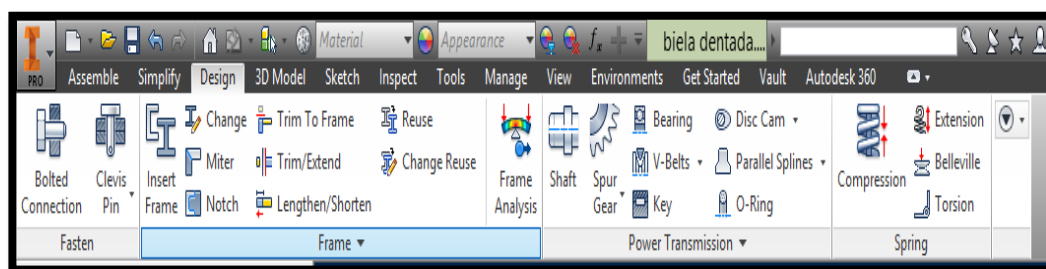
Elaborado por: Julio Soria

En este proceso se pule se compara y pule las falencias del diseño primario con el diseño definitivo de la máquina.

Con las opciones de Análisis de esfuerzos se comprueba si el diseño es el adecuado, se debe colocar las cargas a las que va estar expuesto cada elemento diseñado y se procede a simular, posteriormente el programa emite los resultados.

En la figura 3.2 se ilustra las opciones de análisis que permite el programa Inventor, tanto para sólidos creados como para crearlos automáticamente.

Figura 3.2 Opciones de análisis.



Elaborado por: Julio Soria

3.9 Análisis de esfuerzos.

Soporte del eje remachador

OBJETIVO: verificar la deformación del elemento luego de aplicar las cargas y demostrar que las medidas escogidas son correctas.



Mass	0,0469966 kg
Area	15678,6 mm ²
Volume	46996,6 mm ³
Center of Gravity	x=-4,10661 mm y=-4,74097 mm z=-7,32815 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Soporte del remachador

Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

El material es fundición nodular

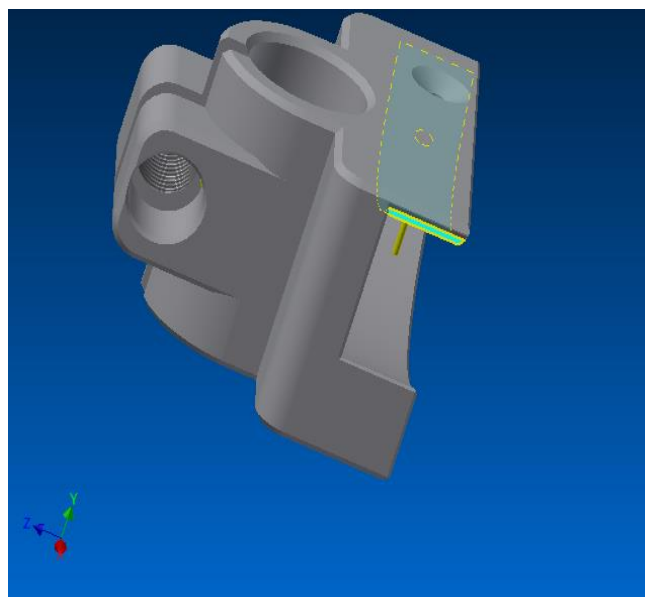
Name	Steel, Carbon	
General	Mass Density	7,85 g/cm ³
	Yield Strength	350 MPa
	Ultimate Tensile Strength	420 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0,29 ul
	Shear Modulus	77,5194 GPa
Part Name(s)	soporte eje remachador	

Operating conditions

Force:2

Load Type	Force
Magnitude	1540.000 N
Vector X	87.166 N
Vector Y	1537.531 N
Vector Z	0.000 N

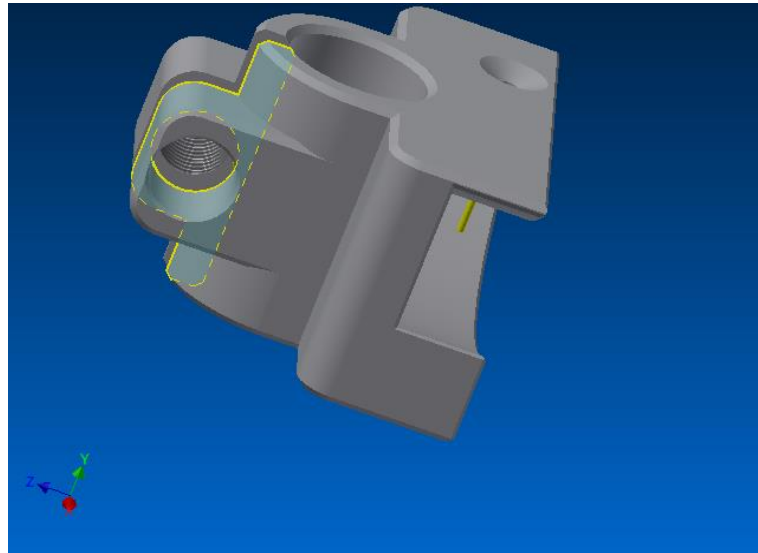
Se selecciona la cara donde actúa la fuerza de 1540 n



Force:1

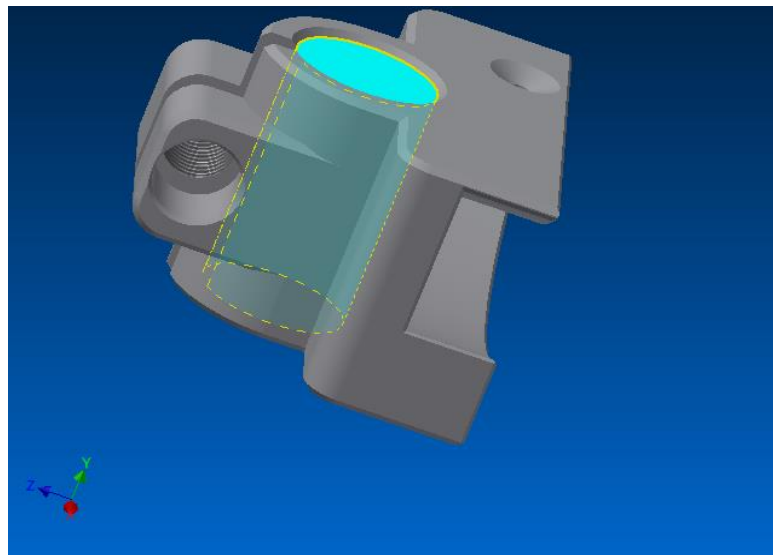
Load Type	Force
Magnitude	5000.000 N
Vector X	-5000.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	0.000 N

Se selecciona la cara donde actúa la fuerza de 5000 n de apriete del perno



Se selecciona la superficie fija o punto de apoyo

Fixed Constraint:2



Results

Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)

Frictionless Constraint:1	7,82368 N	0,0094848 N	0,0226796 N m	0,0222205 N m
		-7,82367 N		-0,00267566 N m
		0 N		-0,00366797 N m
Frictionless Constraint:2	1521,17 N	0 N	0,222469 N m	-0,0996592 N m
		-1521,17 N		-0,0259199 N m
		-2,26179 N		0,197202 N m
Fixed Constraint:1	4831,86 N	4831,86 N	70,7808 N m	0 N m
		0 N		70,7792 N m
		0 N		0,47682 N m
Fixed Constraint:2	81,2625 N	81,1054 N	2,08819 N m	-0,0305457 N m
		-4,58234 N		2,04473 N m
		2,12311 N		0,422711 N m

Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	46995,1 mm ³	
Mass	0,368912 kg	
Von Mises Stress	0,000041189 MPa	4,88119 MPa
1st Principal Stress	-0,225262 MPa	4,11546 MPa
3rd Principal Stress	-3,03891 MPa	0,605789 MPa
Displacement	0 mm	0,000419214 mm
Safety Factor	15 ul	15 ul
Stress XX	-2,17434 MPa	3,7486 MPa
Stress XY	-1,14601 MPa	1,32594 MPa
Stress XZ	-1,4241 MPa	1,23446 MPa
Stress YY	-1,67948 MPa	3,77355 MPa
Stress YZ	-1,82178 MPa	0,536385 MPa
Stress ZZ	-1,73325 MPa	0,873524 MPa
X Displacement	-0,000126954 mm	0,000299655 mm
Y Displacement	-0,0000442427 mm	0,000159299 mm
Z Displacement	-0,00000980991 mm	0,000272229 mm
Equivalent Strain	0,000000000178775 ul	0,0000210707 ul
1st Principal Strain	0,000000000136233 ul	0,0000200318 ul
3rd Principal Strain	-0,0000168875 ul	-0,0000000000751582 ul
Strain XX	-0,000011311 ul	0,0000164784 ul
Strain XY	-0,00000739179 ul	0,00000855228 ul
Strain XZ	-0,00000918543 ul	0,00000796227 ul
Strain YY	-0,00000555343 ul	0,0000178264 ul

Strain YZ	-0,0000117505 ul	0,00000345968 ul
Strain ZZ	-0,00000709101 ul	0,00000409728 ul

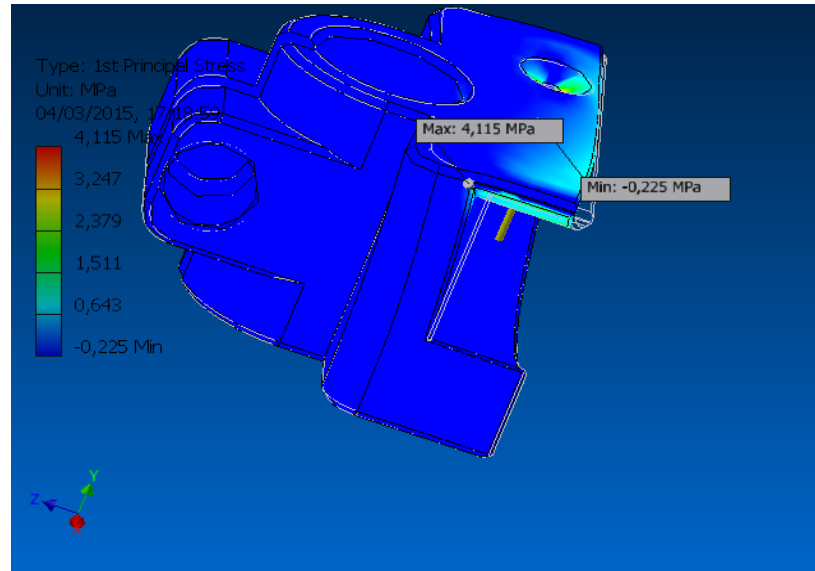
Figures

Resultados

Interesa la presión máxima que provoca estas fuerzas en el elemento

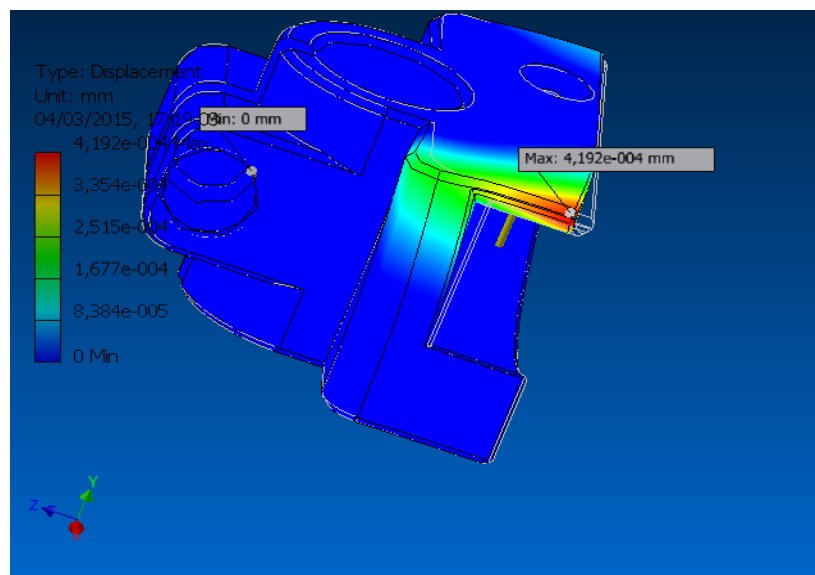
Von Mises Stress

1st Principal Stress



Interesa la deformación máxima a provoca estas fuerzas en el elemento

Displacement



Conclusión

La deformación máxima es de aproximadamente 0.0004192mm, perfectamente aceptable en el diseño de este elemento

El 90% del elemento no sufre deformación por lo tanto se afirma que este elemento tendrá una larga vida útil

Esfuerzos en el carro transportador



Analyzed File:	CARRO TRANSPORTADOR.iam
Autodesk Inventor Version:	2015 (Build 190159000, 159)
Creation Date:	13/03/2015, 16:48
Simulation Author:	Julio Soria
Summary:	

Esfuerzos en el carro transportador

Mesh settings:

Material(s)

Name	Iron, Ductile	
General	Mass Density	7,15 g/cm ³
	Yield Strength	811 MPa
	Ultimate Tensile Strength	997 MPa
Stress	Young's Modulus	168 GPa
	Poisson's Ratio	0,29 ul
	Shear Modulus	65,1163 GPa
Part Name(s)	CARRO TRANSPORTADOR	

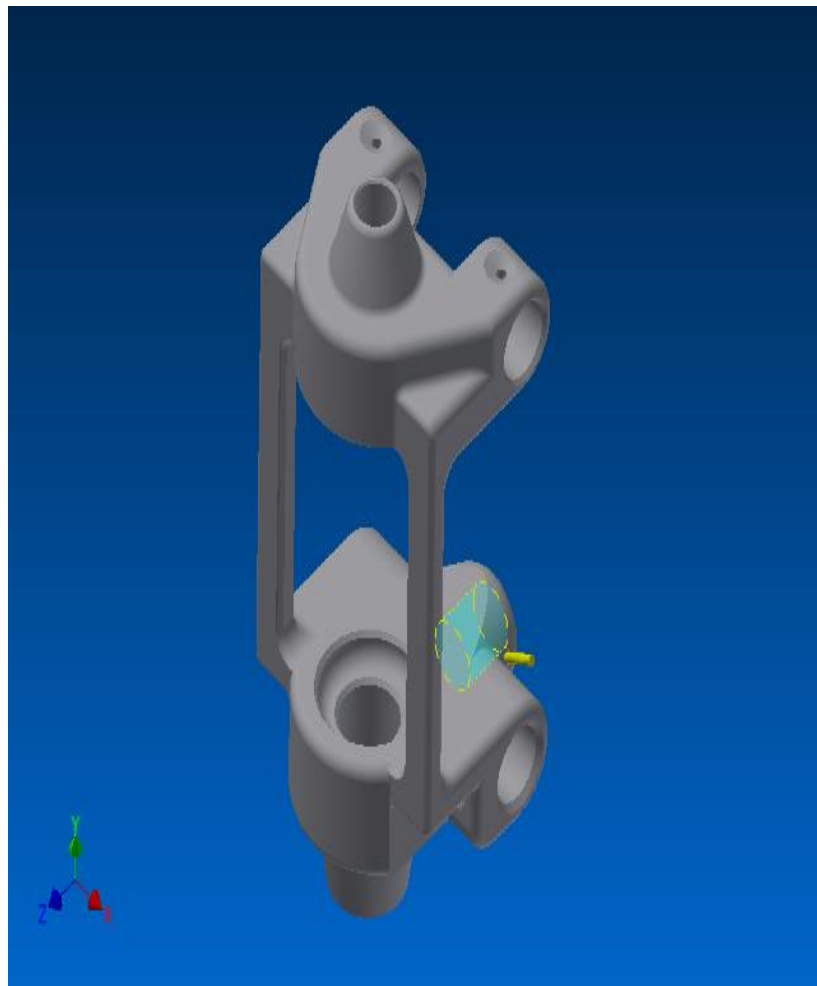
Operating conditions

Force:1

Load Type	Force
Magnitude	996.660 N
Vector X	-880.000 N
Vector Y	-467.900 N
Vector Z	0.000 N

Selected Face(s)

Selección del punto donde actúan las fuerzas

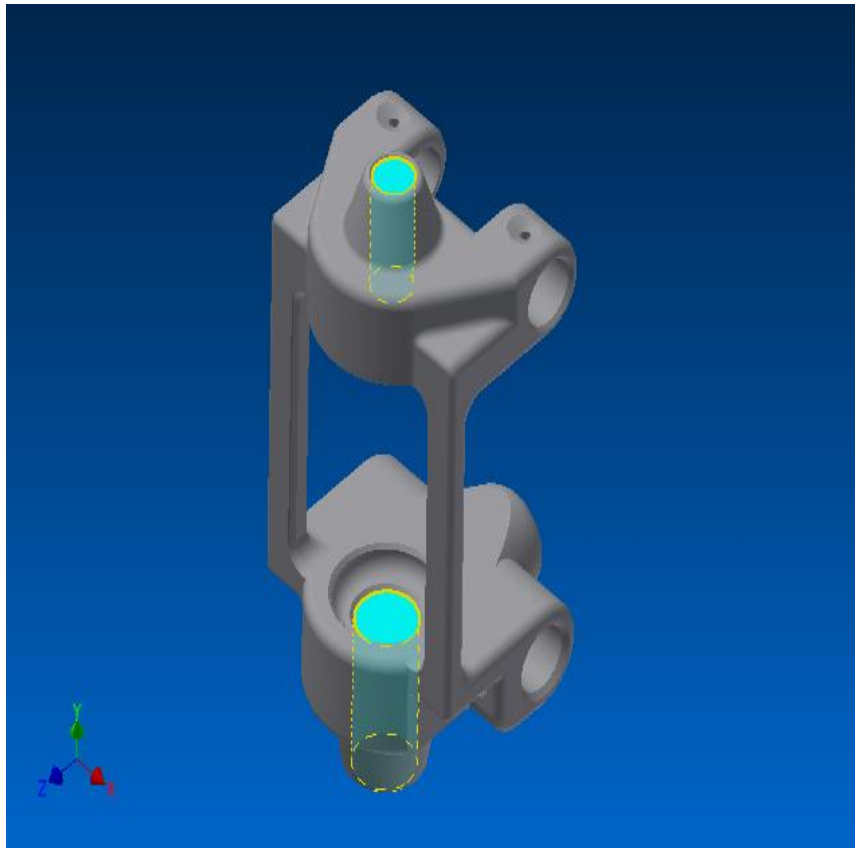


Fixed Constraint:1

Constraint Type	Fixed Constraint
-----------------	------------------

Selected Face(s)

Selección de superficies que reaccionan constantemente a las fuerzas



Results

Parametric Configuration:1

Reaction Force and Moment on Constraints

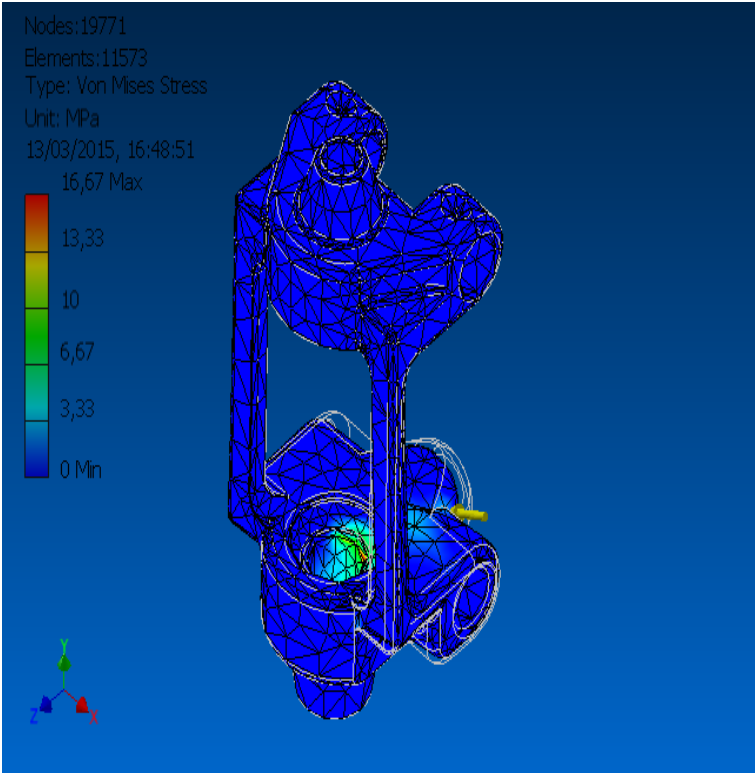
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	996,66 N	880 N	48,3267 N m	19,5302 N m
		467,9 N		-36,7243 N m
		0 N		24,6042 N m

Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	137056 mm ³	
Mass	0,979951 kg	
Von Mises Stress	0,000101833 MPa	16,6685 MPa
1st Principal Stress	-1,90854 MPa	18,5835 MPa
3rd Principal Stress	-11,6734 MPa	3,2063 MPa
Displacement	0 mm	0,00368274 mm
Safety Factor	15 ul	15 ul

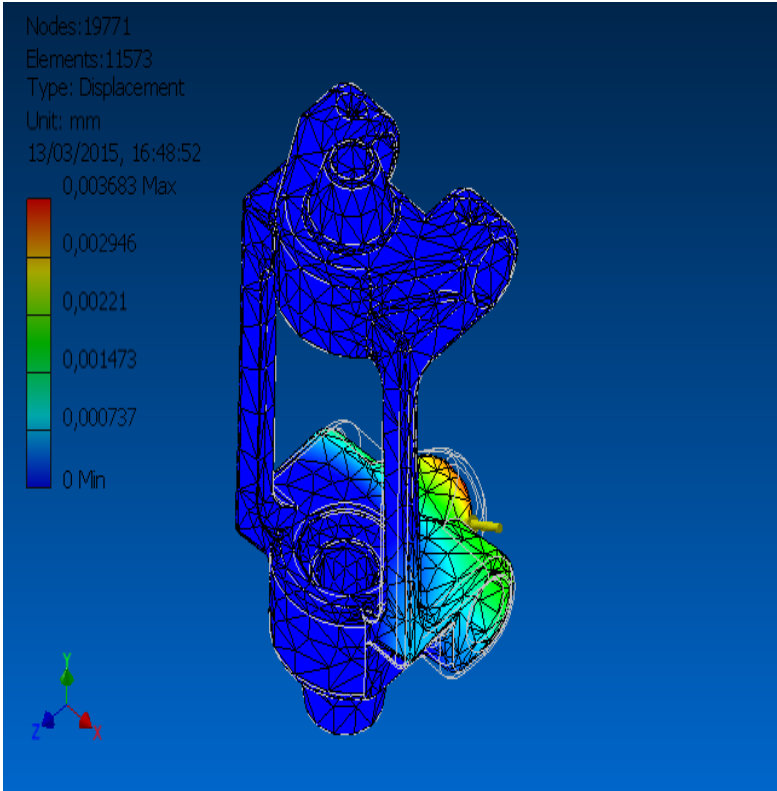
Figures

Von Mises Stress



1st Principal Stress

Displacement



Conclusión

La carga máxima de esfuerzos es de 18.58 Mpa y está localizada en la pared posterior en donde se deslizará el eje perforador, cuya sección es la de mayor espesor. EL desplazamiento es de 3.6 milésimas de milímetro, valor permisible en este elemento de la máquina ojalilladora. De esta manera se logró validar el diseño propuesto en la teoría.

C:\Users\Toshiba Intel\Desktop\pruebas de simulación\SIMULACION 2\CARRO TRANSPORTADOR.iam

Stress Análisis Reporte



Analyzed File:	ejesecundario.ipt
Autodesk Inventor Version:	2015 (Build 190159000, 159)
Creation Date:	02/03/2015, 17:48
Simulation Author:	Toshiba Intel
Summary:	

Pr Physical

Material	Generic
Density	1 g/cm ³
Mass	0,0839691 kg
Area	18204 mm ²
Volume	83969,1 mm ³
Center of Gravity	x=0,325006 mm y=0,600161 mm z=-75,3398 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

EJE SUPERIOR1

Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,08
--	------

Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes

Material(s)

Name	Iron, Ductile	
General	Mass Density	7,15 g/cm ³
	Yield Strength	811 MPa
	Ultimate Tensile Strength	997 MPa
Stress	Young's Modulus	168 GPa
	Poisson's Ratio	0,29 ul
	Shear Modulus	65,1163 GPa
Part Name(s)	ejesecundario	

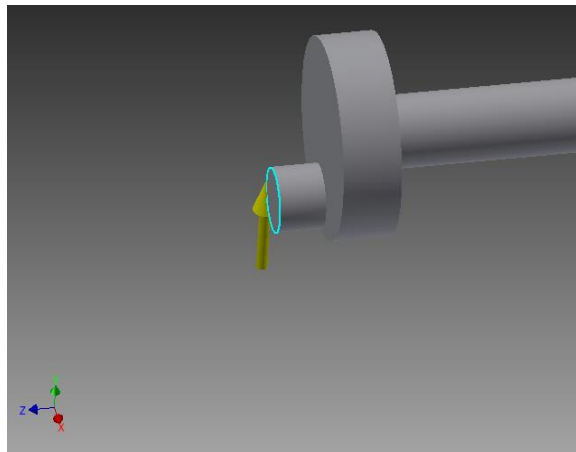
Operating conditions

Force:1

Load Type	Force
Magnitude	1889,000 N
Vector X	-498,945 N
Vector Y	1821,915 N
Vector Z	0,000 N

Selected Face(s)

Results



RESULTADOS

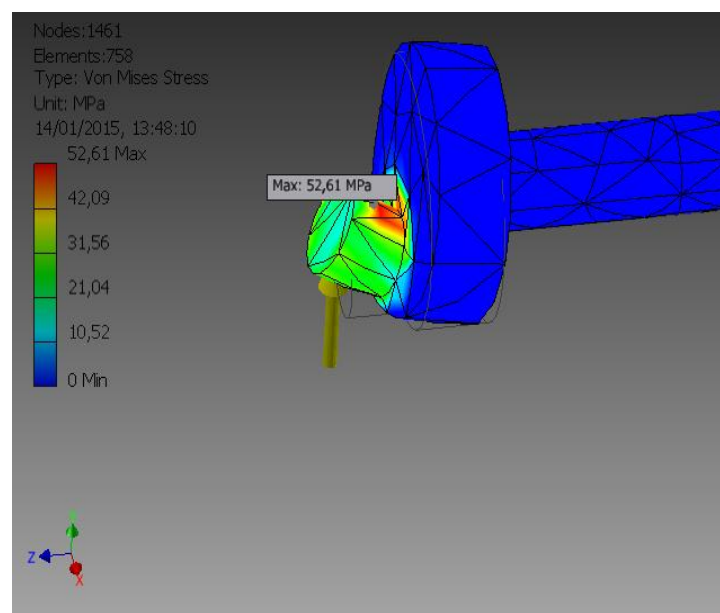
Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	1540 N	0 N	210,934 N m	210,934 N m
		-1540 N		0 N m
		0 N		0 N m

Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	87848,4 mm ³	
Mass	0,68961 kg	
Von Mises Stress	0,000000000535971 MPa	52,6068 MPa
1st Principal Stress	-27,7257 MPa	48,5518 MPa
3rd Principal Stress	-77,4965 MPa	19,2876 MPa
Displacement	0 mm	0,0158615 mm
Safety Factor	6,65313 ul	15 ul
Stress XX	-28,4691 MPa	19,8732 MPa
Stress XY	-17,7982 MPa	14,3545 MPa
Stress XZ	-10,2728 MPa	10,0273 MPa
Stress YY	-56,5368 MPa	36,1828 MPa
Stress YZ	-16,4506 MPa	24,3798 MPa
Stress ZZ	-56,7823 MPa	38,7796 MPa
X Displacement	-0,000306826 mm	0,00029861 mm
Y Displacement	-0,00079261 mm	0,0132451 mm
Z Displacement	-0,00349386 mm	0,00919061 mm
Equivalent Strain	0,00000000000000280444 ul	0,000249355 ul
1st Principal Strain	-0,0000000000000925279 ul	0,000193429 ul
3rd Principal Strain	-0,000304902 ul	0,00000000000158513 ul
Strain XX	-0,0000468974 ul	0,0000455596 ul
Strain XY	-0,000114799 ul	0,0000925863 ul
Strain XZ	-0,0000662595 ul	0,0000646759 ul
Strain YY	-0,000229197 ul	0,000135375 ul
Strain YZ	-0,000106106 ul	0,000157249 ul
Strain ZZ	-0,000252029 ul	0,000170146 ul

Figures



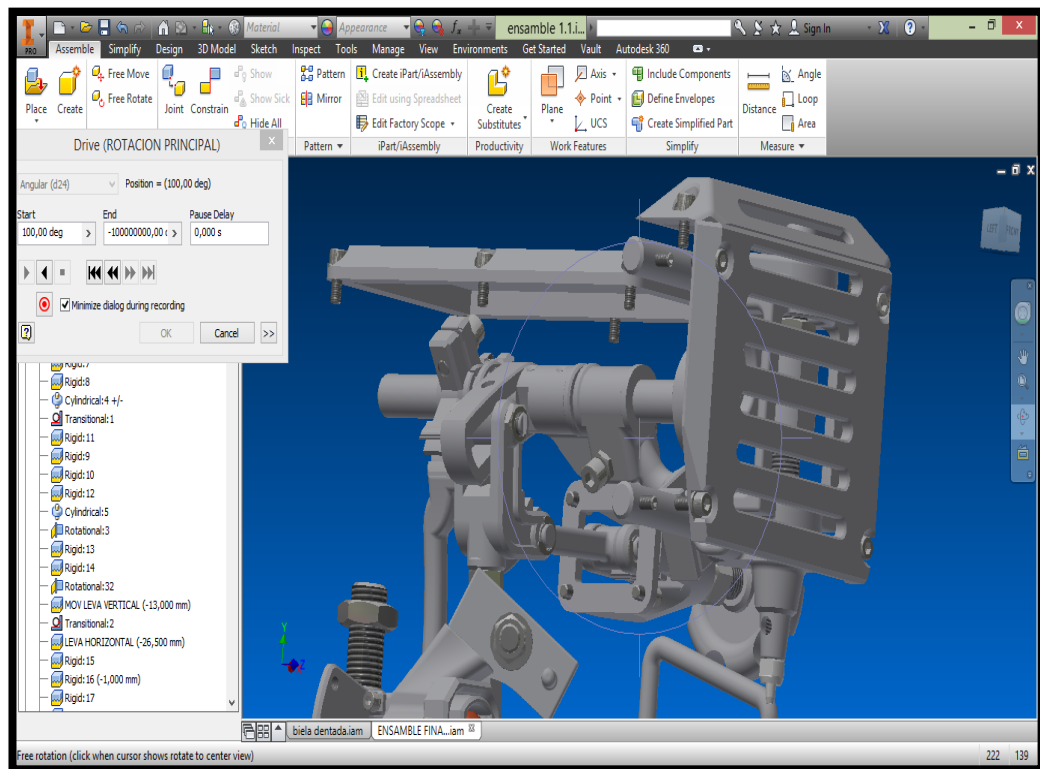
3.10 Ensamble de la máquina ojalilladora.

Con los elementos diseñados y debidamente expuestos a las pruebas de diseño del programa, se debe ensamblar los componentes de manera que su funcionamiento sea sincronizado.

La máquina se ensambla con elementos factibles a ser calibrados o regulados y se deben hacer las pruebas necesarias durante el ensamblado hasta lograr el funcionamiento correcto del equipo.

En la figura 3.3 se ilustra la pantalla de ensamble, se muestra las opciones mecánicas y cinemáticas para juntar cada elemento

Figura 3.3 Pantalla de ensamble de elementos.

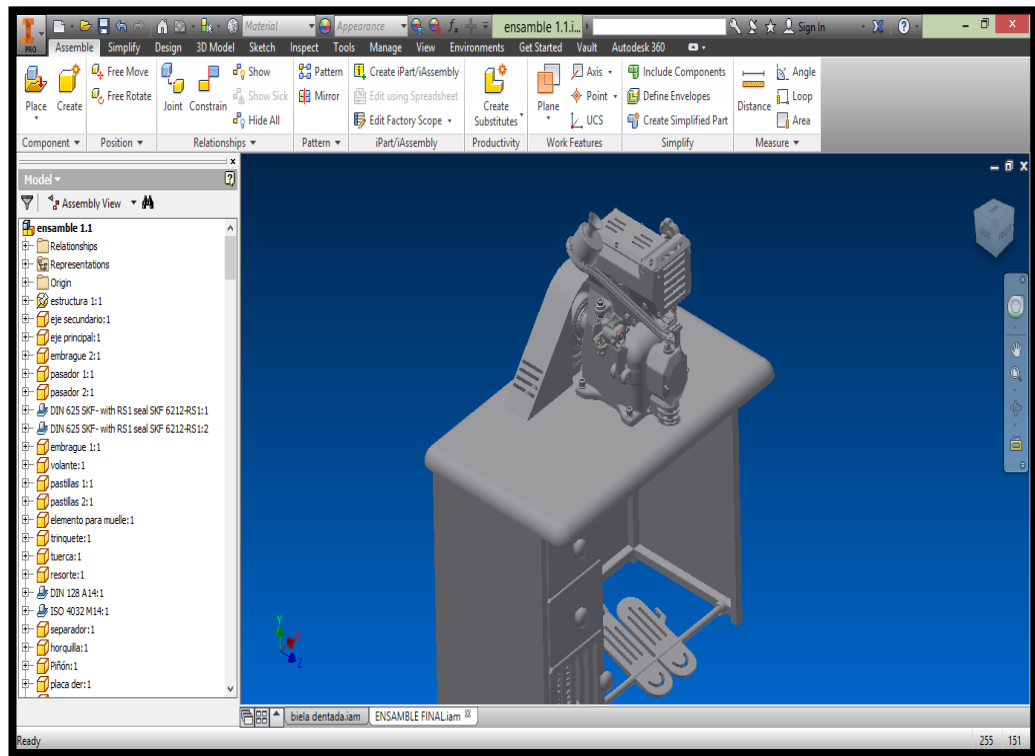


Elaborado por: Julio Soria

Finalmente ensambladas todas las partes y piezas de la máquina ojalilladora se corre el programa las veces que sea necesarias para completar el proceso de calibrado y obtener el funcionamiento correcto.

En la figura 3.4 Se muestra la maquina ojalilladora totalmente ensamblada, luego de simular y calibrar los elementos hasta el funcionamiento deseado.

Figura 3.4 Máquina ojalilladora simulada.



Elaborado por: Julio Soria

CONCLUSIONES

- Se diseñó y simuló la máquina ojalilladora que coloca dos ojalillos por segundo en los cuartos de los calzados industriales. De esta manera se logró el objetivo de realizar un proyecto útil a la industria y que además plasme los conocimientos mecánicos, físicos, geométricos, entre otros, adquiridos durante la carrera de ingeniería mecánica.
- Se estudió los diferentes tipos de elementos mecánicos como engranajes, levas, bielas, embragues y más; con los cuales se ensambló mecanismos sincronizados para transportar fuerza y movimiento, de esta manera se logró diseñar y simular la máquina que realiza la operación del ojalillado siguiendo el principio de funcionamiento requerido.
- Se investigó y seleccionó los materiales adecuados para cada elemento según los esfuerzos a los que está sometido y su función en el mecanismo; así se determinó que la mayor parte de piezas tienen que ser de fundición nodular debido a la forma irregular, a la fricción entre piezas y a la vibración de la máquina al trabajar.
- Se investigó los distintos tipos de herramientas y máquinas para el ojalillado y se determinó que no hay una máquina automática mecánica especializada para calzados industriales; de esta manera se logró diseñar y simular una máquina ojalilladora automática mecánica con características específicas para calzados industriales.
- Se realizó el cálculo de costos aproximado para la construcción de la máquina ojalilladora así como también un análisis rápido del tiempo de recuperación de la inversión para una pequeña y mediana industria, de esta manera se logró diseñar una máquina accesible a cualquier estrato industrial.
- Se calculó, diseñó y ensambló cada elemento de la máquina ojalilladora con ayuda del software Inventor Profesional 2015, se obtuvo datos importantes para el diseño como son el peso, volumen, deformaciones, área, entre otros; y se comparó con los datos obtenidos mediante fórmulas y teoría técnica encontrándose muy parecidos, de esta manera se logró confirmar dimensiones y resistencias de los elementos diseñados.

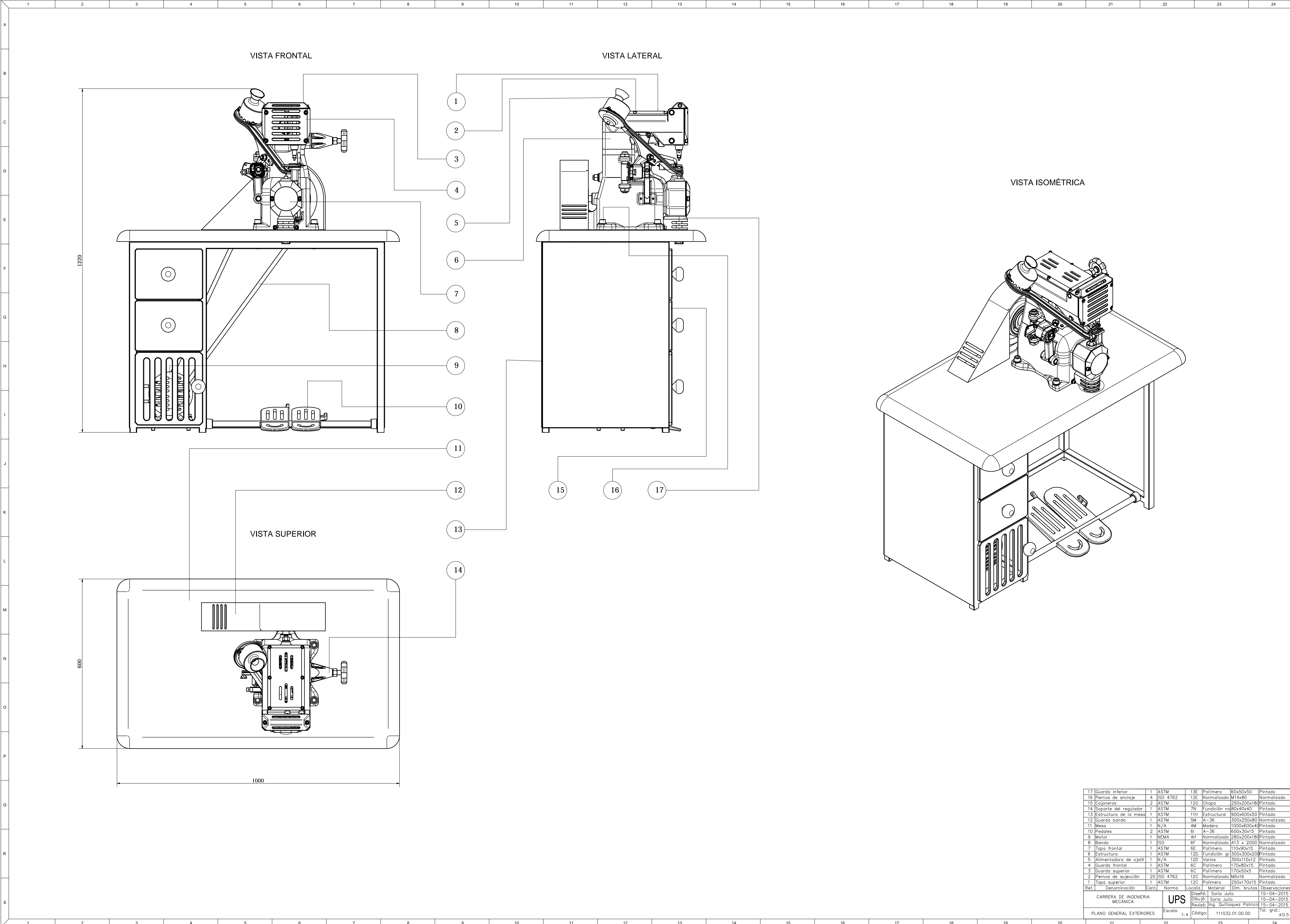
RECOMENDACIONES.

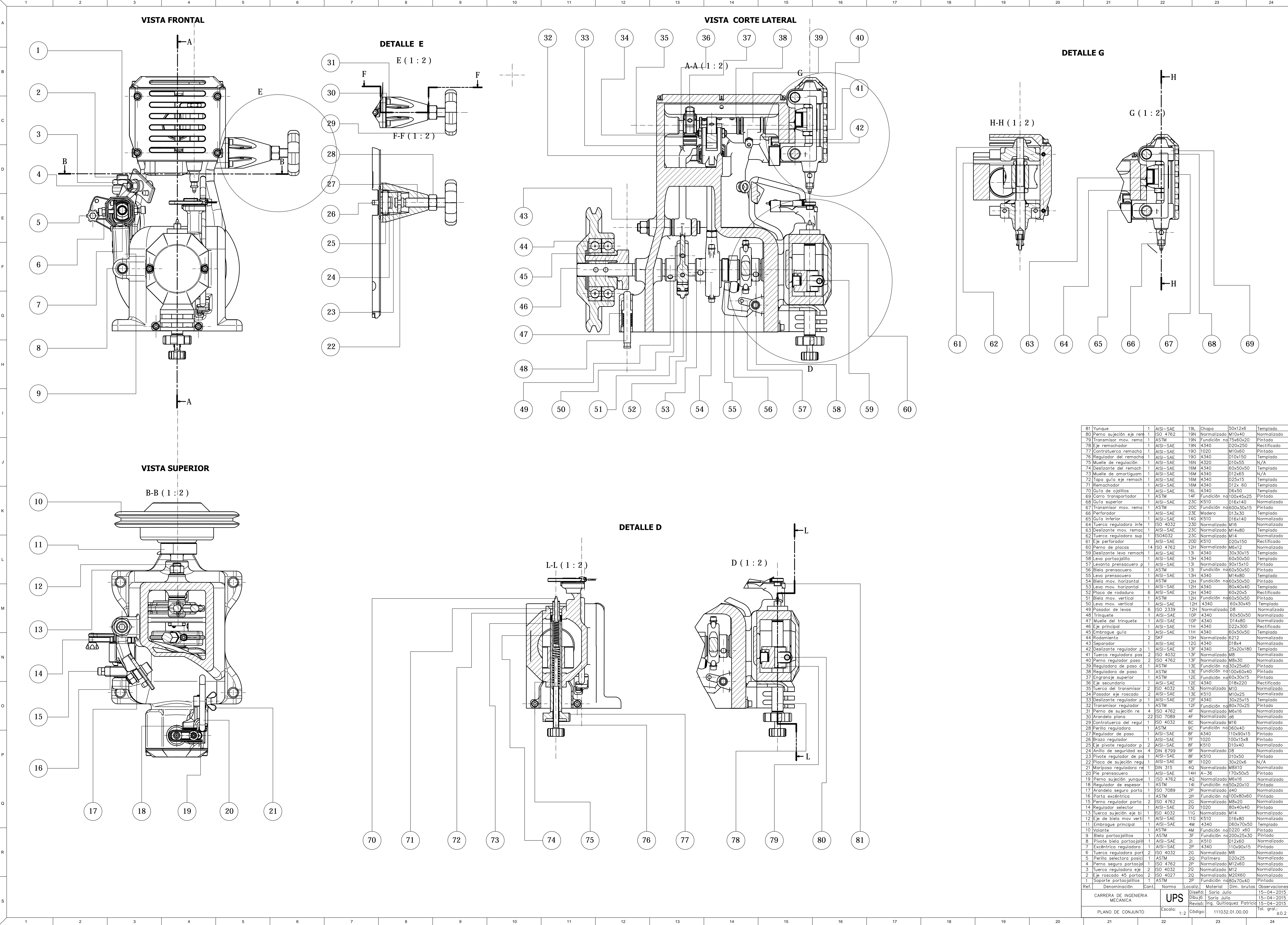
- La máquina ojalilladora es de mucha utilidad para industrias de confección de calzados, debido a la versatilidad, es posible darle muchos usos no solo para zapatos, sino también para correas, bandas, etc. Además es una máquina que no se la puede hallar con las características de diseño que se planteó en esta tesis. Por ello se recomienda construirla y de ser posible en serie, ya que tiene un gran mercado.
- La máquina ojalilladora debido al diseño puede trabajar a mayor velocidad, incluso de cuatro ciclos por segundo, pero se recomienda mantener la velocidad de dos ciclos por segundo para evitar ruido y vibración.
- Debido a que la máquina es una síntesis de mecanismos calibrados se recomienda mantener estrictamente las medidas y forma de cada elemento en el caso de construir la máquina.
- Para lograr diseñar esta máquina que posee un grado de complejidad considerable, el software Inventor es una buena herramienta de ayuda al momento de modelar los elementos y para luego simular el funcionamiento, se recomienda su uso en los distintos tipos de aplicaciones de diseño a nivel general en la industria mecánica.

LISTA DE REFERENCIAS

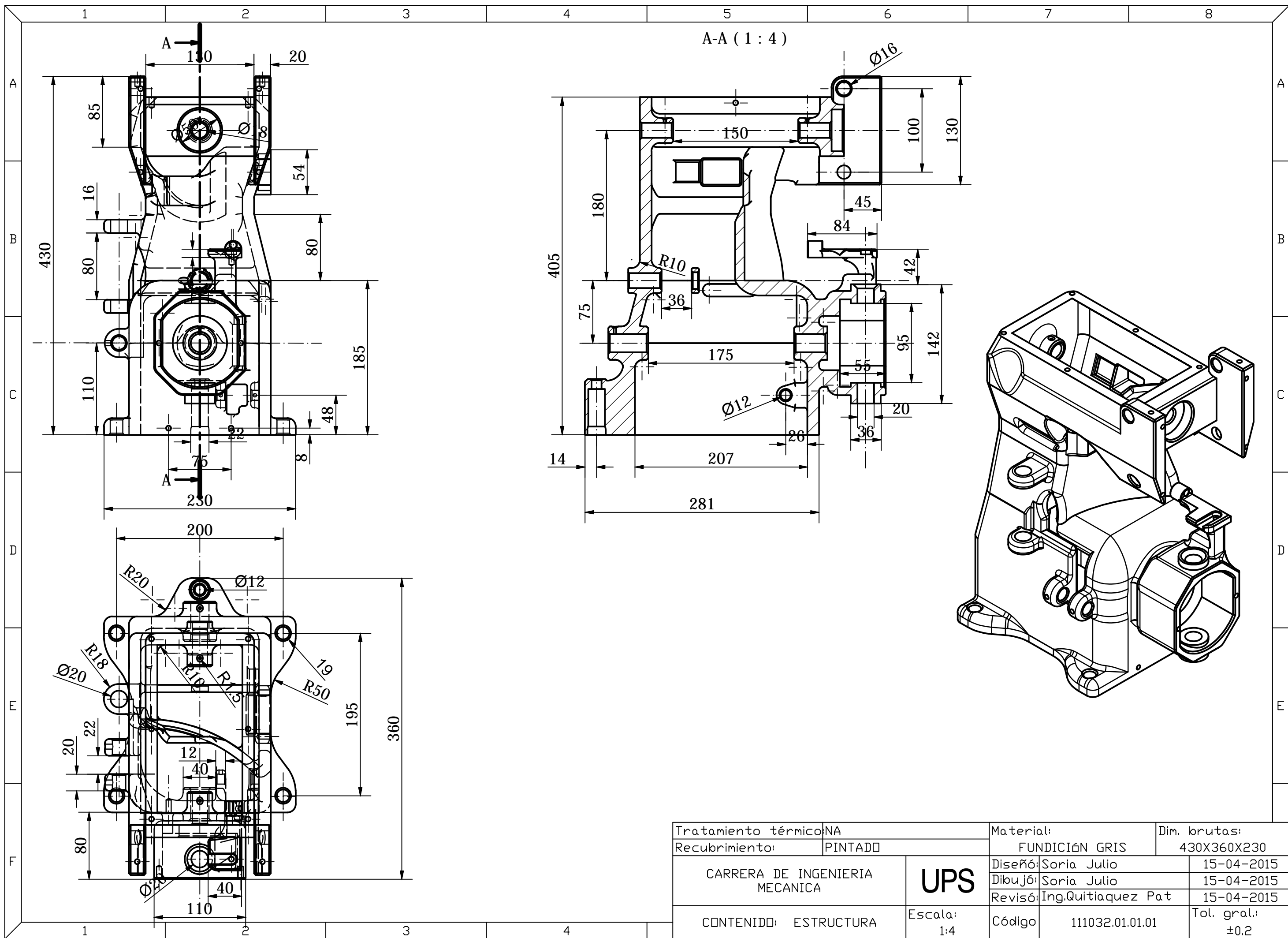
- Bohman I. (2010). Catálogo de aceros. Ecuador.
- Mott R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México. Pearson educación.
- Mott R. (2009). Resistencia de materiales. México. Pearson educación
- Norton R. (2009). Diseño de maquinaria. España. Mc Graw Hill.
- Pytel A. & Singer F. (2008). Resistencia de materiales. México. Alfaomega.
- Shigley J. & Mishke C. (2002). Diseño en ingeniería mecánica. México. Mc Graw Hill.

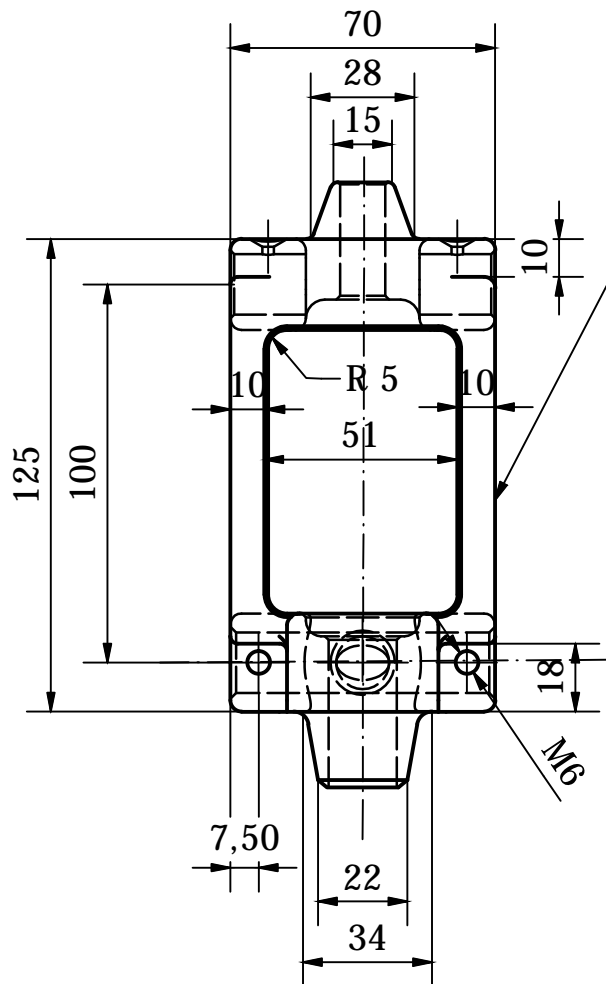
PLANOS DE LA MÁQUINA OJALILLADORA



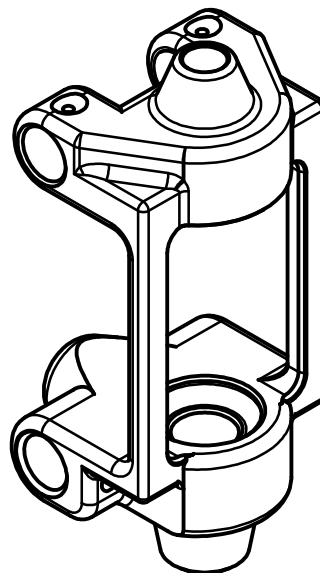
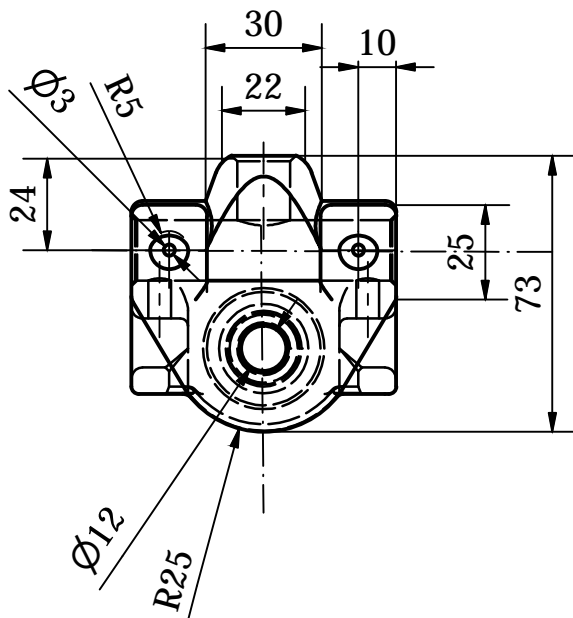
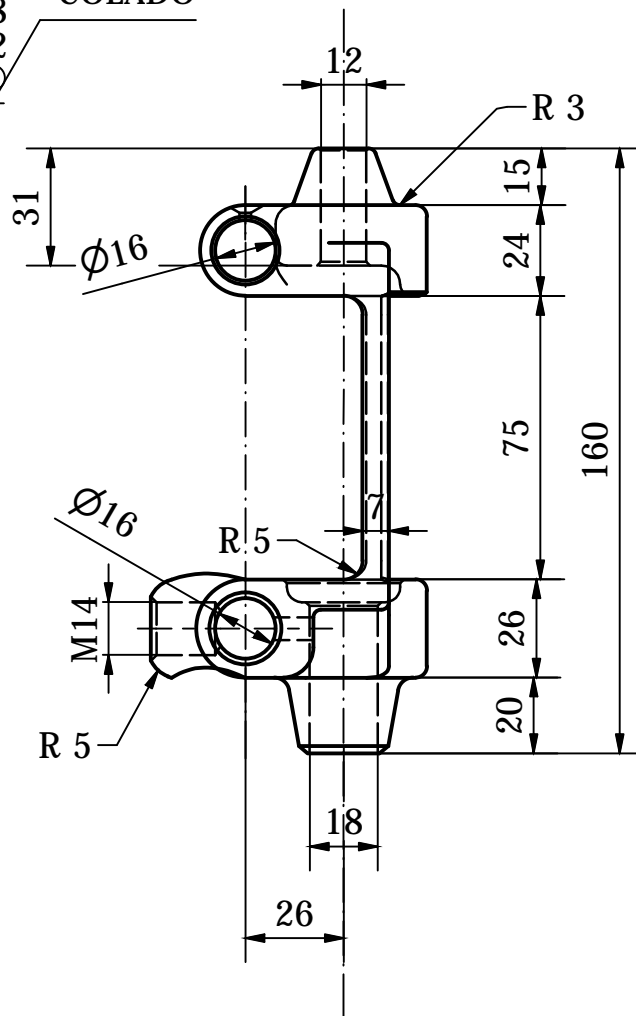


81	Yunque	1	SAE	19L	Chapa	50x12x6	Templado
80	Perno sujeción eje rem	1	ISO 4762	19N	Normalizado	M10x40	Normalizado
79	Transmisor mov. rema	1	ASTM	19N	Fundición no	75x60x20	Pintado
78	Eje remachador	1	SAE	19N	4340	D20x250	Rectificado
77	Contratuera remacha	1	SAE	190	1020	M10x60	Pintado
76	Regulador del remacha	1	SAE	190	4340	D10x150	Templado
75	Muelle de regulación	1	SAE	16N	4320	D10x55	N/A
74	Deslizante del remach	1	SAE	16M	4340	60x50x50	Templado
73	Muelle de amortiguam	1	SAE	16M	4340	D12x65	N/A
72	Tapa guía eje remach	1	SAE	16M	4340	D25x15	Templado
71	Remachador	1	SAE	16M	4340	D12x 60	Templado
70	Guía de ojillos	1	SAE	16L	4340	D6x50	Templado
69	Carro transportador	1	ASTM	14F	Fundición no	100x45x25	Pintado
68	Guía superior	1	SAE	23C	K510	D16x140	Normalizado
67	Transmisor mov. rema	1	ASTM	20C	Fundición no	600x30x15	Pintado
66	Perforador	1	SAE	23E	Madera	D13x30	Templado
65	Guía inferior	1	SAE	14G	K510	D16x140	Normalizado
64	Tuerca reguladora infe	1	ISO 4032	23D	Normalizado	M16	Normalizado
63	Deslizante mov. remac	1	SAE	23C	Normalizado	M14x80	Templado
62	Tuerca reguladora sup	1	ISO4032	23C	Normalizado	M14	Normalizado
61	Eje perforador	1	SAE	200	K510	D20x150	Rectificado
60	Perno de placas	14	ISO 4762	12H	Normalizado	M6x12	Normalizado
59	Deslizante leva remach	1	SAE	13I	4340	30x30x15	Templado
58	Leva portaojillo	1	SAE	13H	4340	60x50x50	Templado
57	Levanta prensacuro p	1	SAE	13I	Normalizado	90x15x10	Pintado
56	Bielra prensacuro	1	ASTM	13I	Fundición no	60x50x50	Pintado
55	Leva prensacuro	1	SAE	13H	4340	M14x80	Templado
54	Bielra mov. horizontal	1	ASTM	12H	Fundición no	60x50x50	Pintado
53	Leva mov. horizontal	1	SAE	12H	4340	80x40x40	Templado
52	Placa de rodadura	6	SAE	12H	4340	60x20x5	Rectificado
51	Bielra mov. vertical	1	ASTM	12H	Fundición no	60x50x50	Pintado
50	Leva mov. vertical	1	SAE	12H	4340	60x30x45	Templado
49	Pasador de levas	6	ISO 2339	12H	Normalizado	D8	Normalizado
48	Trinquete	1	SAE	10P	4340	60x50x50	Normalizado
47	Muelle del trinquete	1	SAE	10P	4340	D14x80	Normalizado
46	Eje principal	1	SAE	11H	4340	D22x300	Rectificado
45	Embrague guía	1	SAE	11H	4340	60x50x50	Templado
44	Rodamiento	2	SKF	10H	Normalizado	6212	Normalizado
43	Separador	1	SAE	12G	4340	D18x4	Normalizado
42	Deslizante regulador p	1	SAE	13F	4340	D25x20x180	Templado
41	Tuerca reguladora pas	2	ISO 4032	13F	Normalizado	M8	Normalizado
40	Perno regulador paso	2	ISO 4762	13F	Normalizado	M8x30	Normalizado
39	Reguladora de paso d	1	ASTM	13E	Fundición no	30x25x60	Pintado
38	Reguladora de paso	1	ASTM	13E	Fundición no	100x60x40	Pintado
37	Engranaje superior	1	ASTM	12E	Fundición no	60x30x15	Pintado
36	Eje secundario	1	SAE	12E	4340	D18x220	Rectificado
35	Tuerca del transmisor	2	ISO 4032	13E	Normalizado	M10	Normalizado
34	Pasador eje roscado	2	SAE	13E	K510	M10x25	Normalizado
33	Deslizante regulador p	1	SAE	12F	4340	30x25x15	Templado
32	Transmisor regulador	1	ASTM	12F	Fundición no	80x70x25	Pintado
31	Perno de sujeción re	4	ISO 4762	4F	Normalizado	M6x16	Normalizado
30	Arandela plana	22	ISO 7089	4F	Normalizado	d6	Normalizado
29	Contratuera del regul	1	ISO 4032	8C	Normalizado	M16	Normalizado
28	Perilla reguladora	1	ASTM	9C	Fundición no	60x40	Normalizado
27	Regulador de paso	1	SAE	8F	4340	110x90x15	Pintado
26	Brazo regulador	1	SAE	7F	1020	100x15x8	Pintado
25	Eje pivote regulador p	2	SAE	8F	K510	D10x40	Normalizado
24	Anillo de seguridad ex	4	DIN 6799	8F	Normalizado	D8	Normalizado
23	Pivote regulador de pa	1	SAE	8F	K510	D10x50	Pintado
22	Placa de sujeción regu	1	SAE	8F	1020	30x20x6	N/A
21	Mariposa reguladora re	1	DIN 315	4G	Normalizado	M8X10	Normalizado
20	Pia prensacuro	1	SAE	14H	A=36	170x50x5	Pintado
19	Perno sujeción yunque	1	ISO 4762	4Q	Normalizado	M6x16	Normalizado
18	Regulador de espesor	1	ASTM	14I	Fundición no	50x20x10	Pintado
17	Arandela segura porta	1	ISO 7089	2P	Normalizado	d40	Normalizado
16	Porta excéntrica	1	ASTM	2P	Fundición no	100x80x60	Pintado
15	Perno regulador porta	2	ISO 4762	2G	Normalizado	M8x20	Normalizado
14	Regulador selector	1	SAE	2G	1020	80x40x40	Pintado
13	Tuerca sujeción eje bi	1	ISO 4032	11G	Normalizado	M14	Normalizado
12	Eje de biela mov verti	1	SAE	11G	K510	D16x80	Normalizado
11	Embrague principal	1	SAE	4M	4340	D60x70x50	Templado
10	Volante	1	ASTM	4M	Fundición no	D22x20 x60	Pintado
9	Bielra portaojillos	1	ASTM	3F	Fundición no	220x25x30	Pintado
8	Pivote biela portaojill	1	SAE	2I	K510	D12x60	Normalizado
7	Excéntrica reguladora	1	SAE	2P	4340	110x90x15	Pintado
6	Tuerca reguladora port	2	ISO 4032	2G	Normalizado	M8	Normalizado
5	Perilla selectora posici	1	ASTM	2Q	Polímero	D20x25	Normalizado
4	Perno seguro portaoj	1	ISO 4762	2P	Normalizado	M12x60	Normalizado
3	Tuerca reguladora eje	2	ISO 4032	2Q	Normalizado	M12	Normalizado
2	Eje roscado 45 portao	2	ISO 4027	2Q	Normalizado	M20X60	Normalizado
1	Soporte portaojillos	1	ASTM	2P	Fundición no	80x70x40	Pintado
Ref.	Denominación	Can.	Norma	Localiz.	Material	Dim. brutas	Observaciones
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA				UPS	Diseño:	Soria Julio	15-04-2015
					Dibujó:	Soria Julio	15-04-2015
					Revisó:	Ing. Quirioquez Patricia	15-04-2015
PLANO DE CONJUNTO				Escala: 1:2	Código:	111032.01.00.00	Tol. gen.: ±0.2





N8
0.2
COLADO



Tratamiento Térmico	N/A	Material	Dim Brutas
Recubrimiento	PINTURA	FUNDICIÓN NODULAR	160 X 73 X 70
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Diseñó:	Soria E. Julio A.
		Dibujó:	Soria E. Julio A.
		Aprobó:	Ing. Patricio Quitiaquez
Contenido	Escala:	Código:	Tol gral:
MEC PERFORADOR -ELEM-05	1:2	111032.01.02.05	+0.05

Ø20

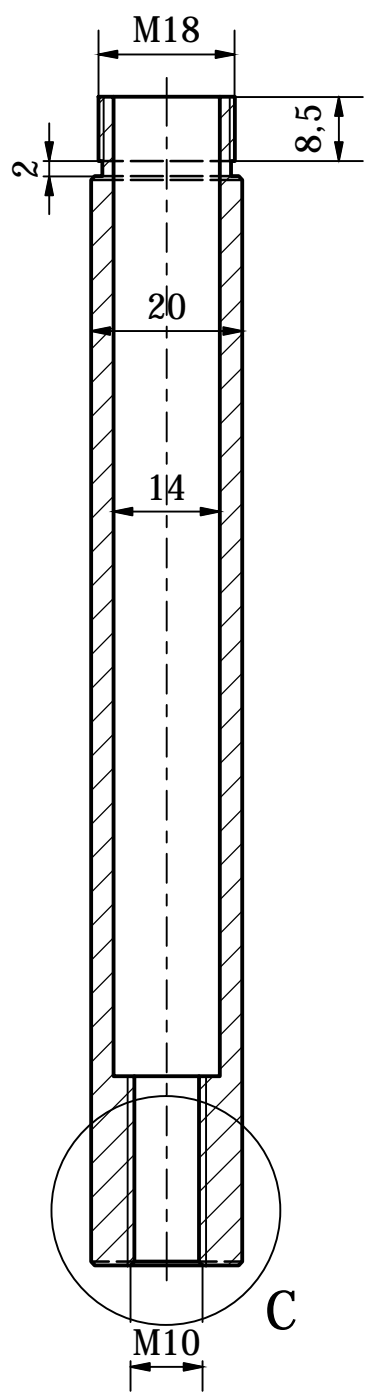
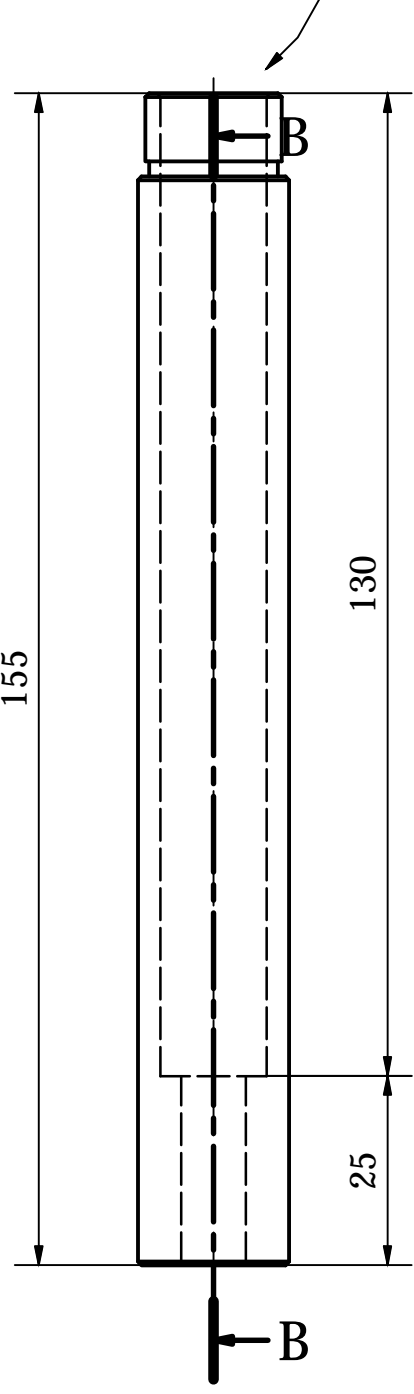
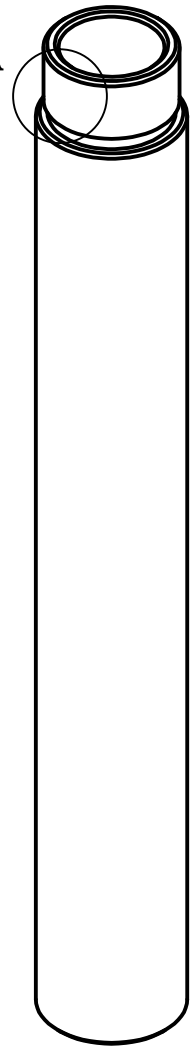
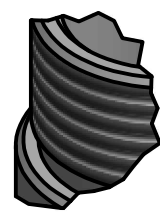
TORNO

N6

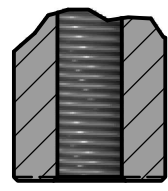
CORTE
B-B (1 : 1)

DETALLE
A (2 : 1)

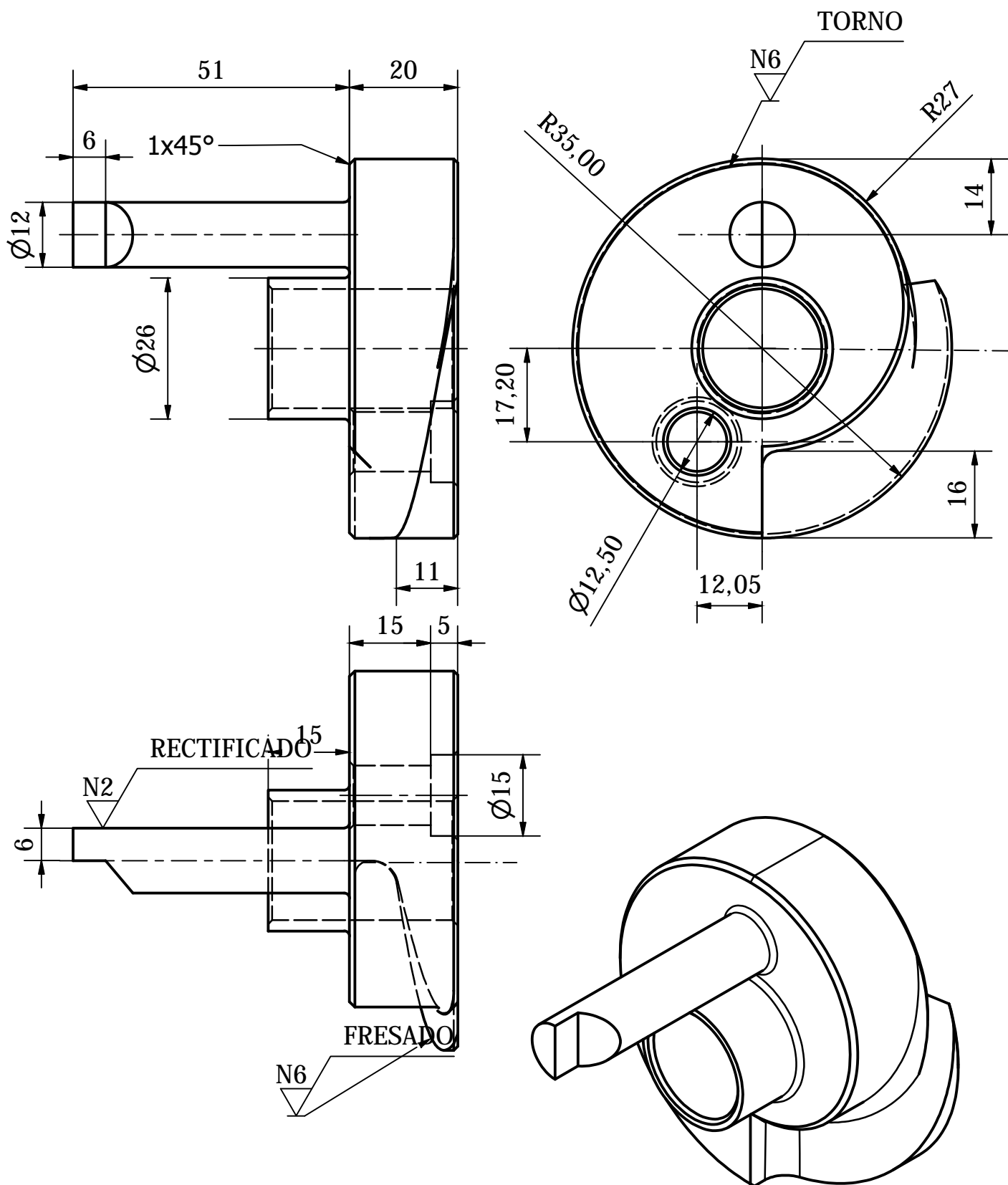
A



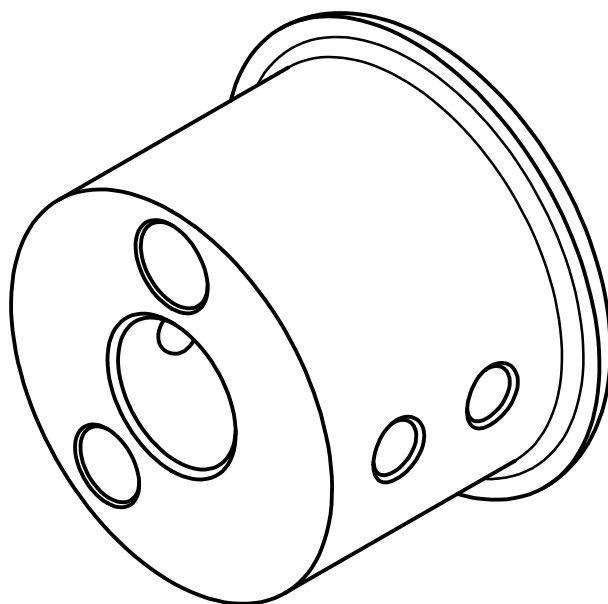
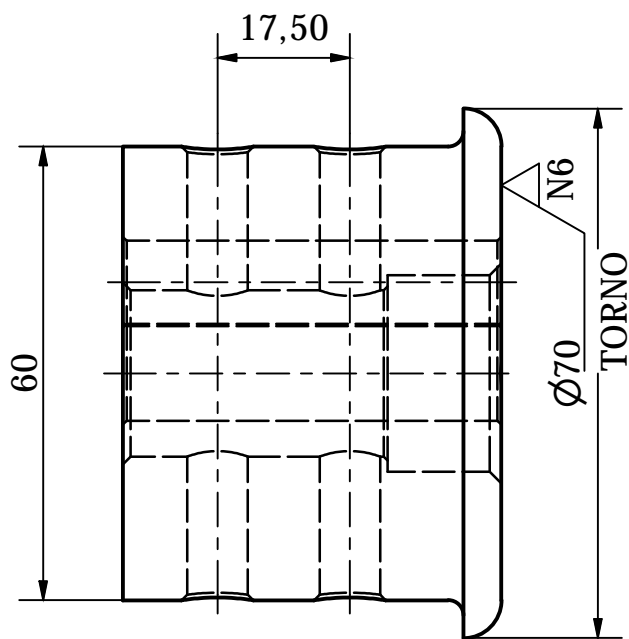
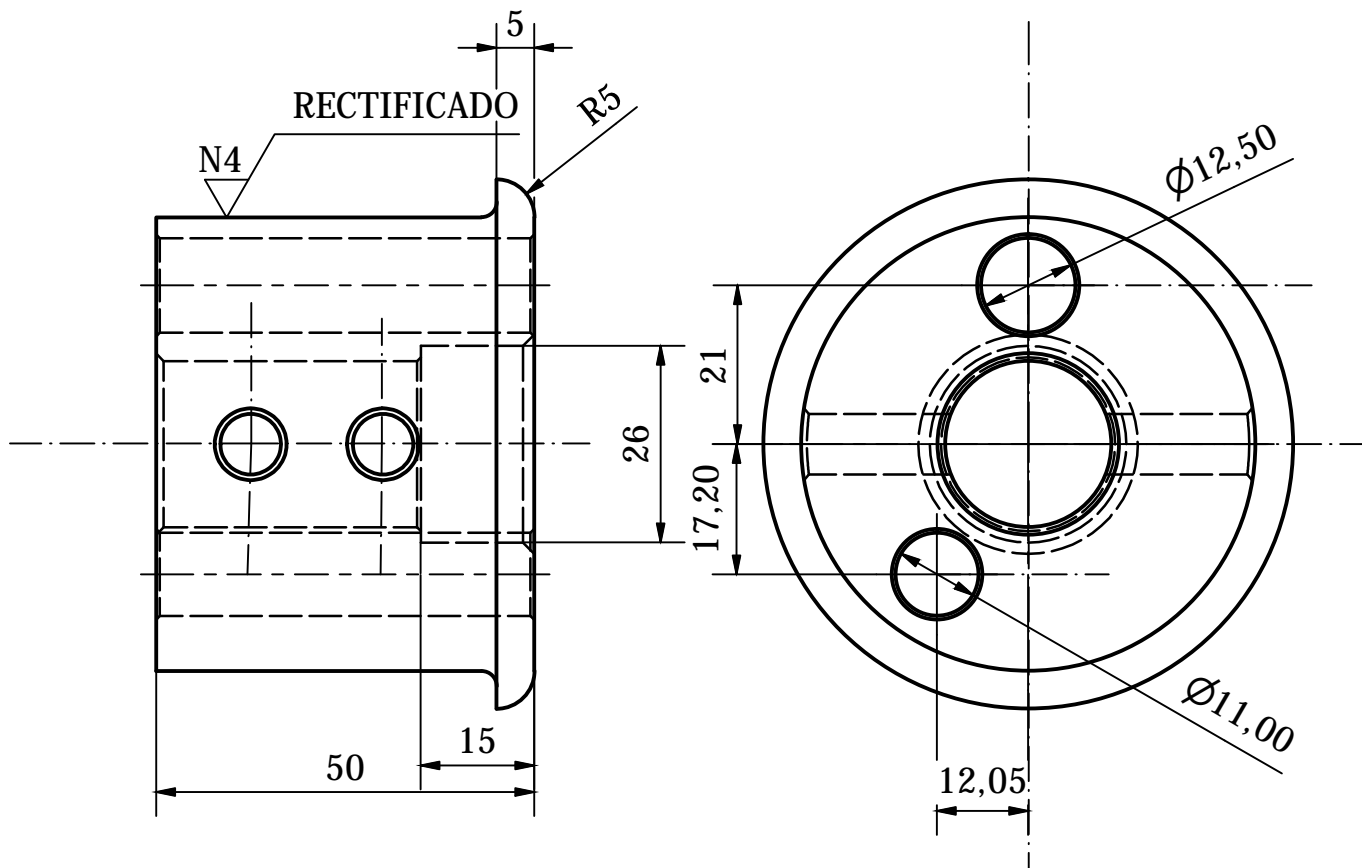
DETALLE
C (1 : 1)



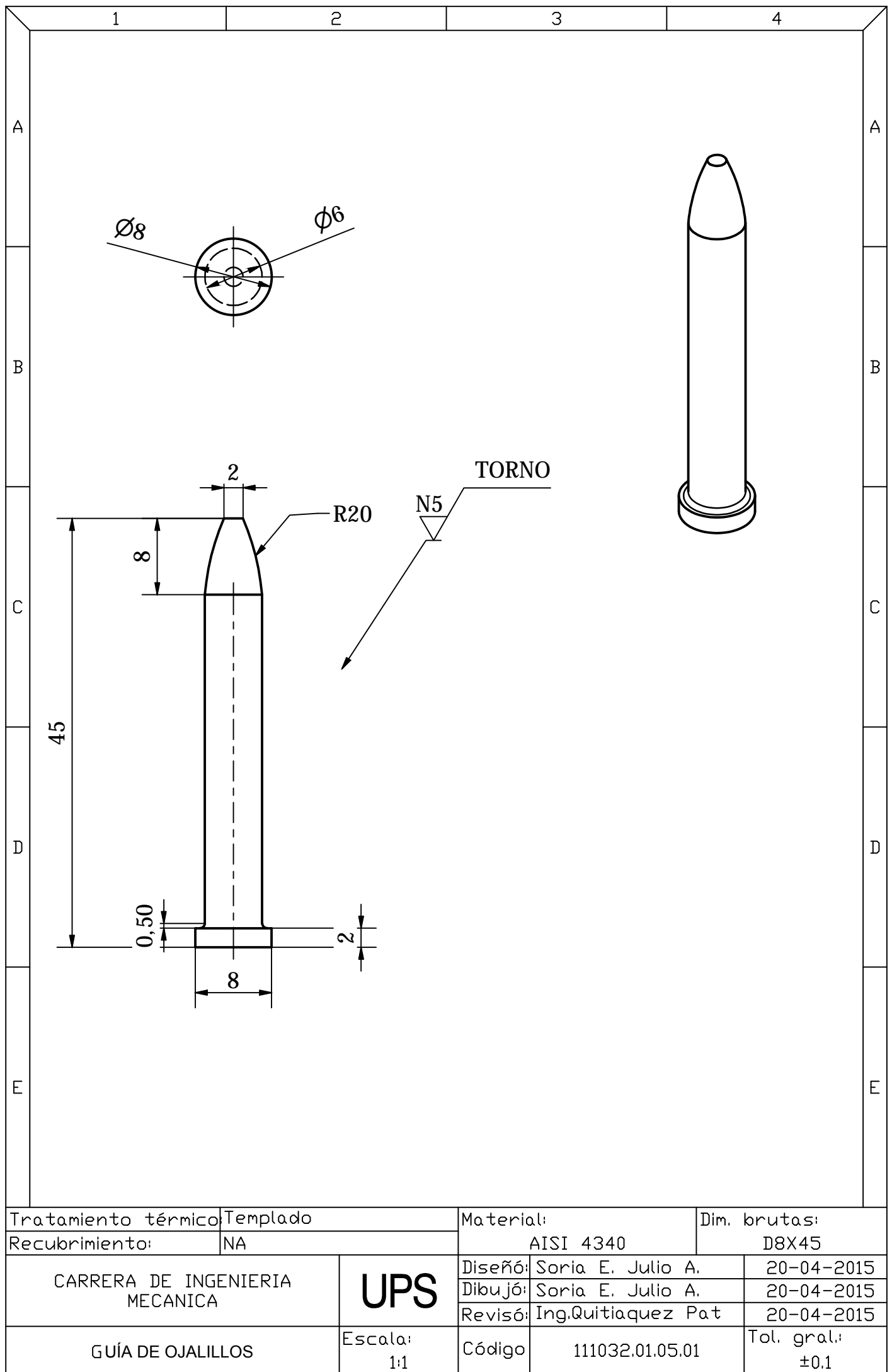
Tratamiento Térmico	N/A	Material	ACERO AISI-SAE 1020	Dim Brutas	Ø 20 X 155
Recubrimiento	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Soria E. Julio A.	20-02-2015	
		Dibujó:	Soria E. Julio A.	20-02-2015	
		Aprobó:	Ing. Patricio Quitiaquez	20-02-2015	
Contenido EJE REMACHADOR-ELEM-09	Escala: 1:1	Código:	111032.01.05.09	Tol gral: +0.05	



Tratamiento Térmico	TEMPLADO	Material	Dim Brutas
Recubrimiento	N/A	ACERO AISI -SAE 4340	$\varnothing 70 \times 71$
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Soria E. Julio A. 20-02-2015
		Dibujó:	Soria E. Julio A. 20-02-2015
		Aprobó:	Ing. Patricio Quitiaquez 20-02-2015
Contenido MEC. TRANS MOV -ELEM-03	Escala: 1:1	Código:	111032.01.04.03 Tol gral: +0.05



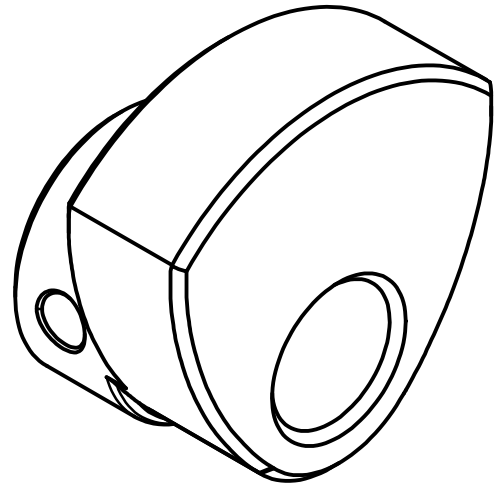
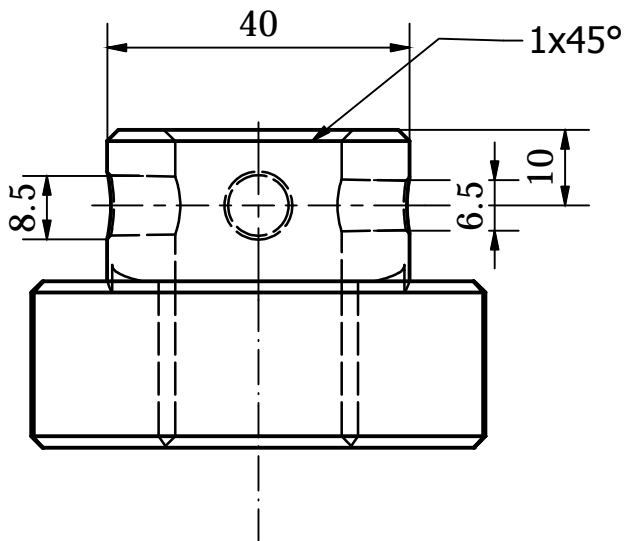
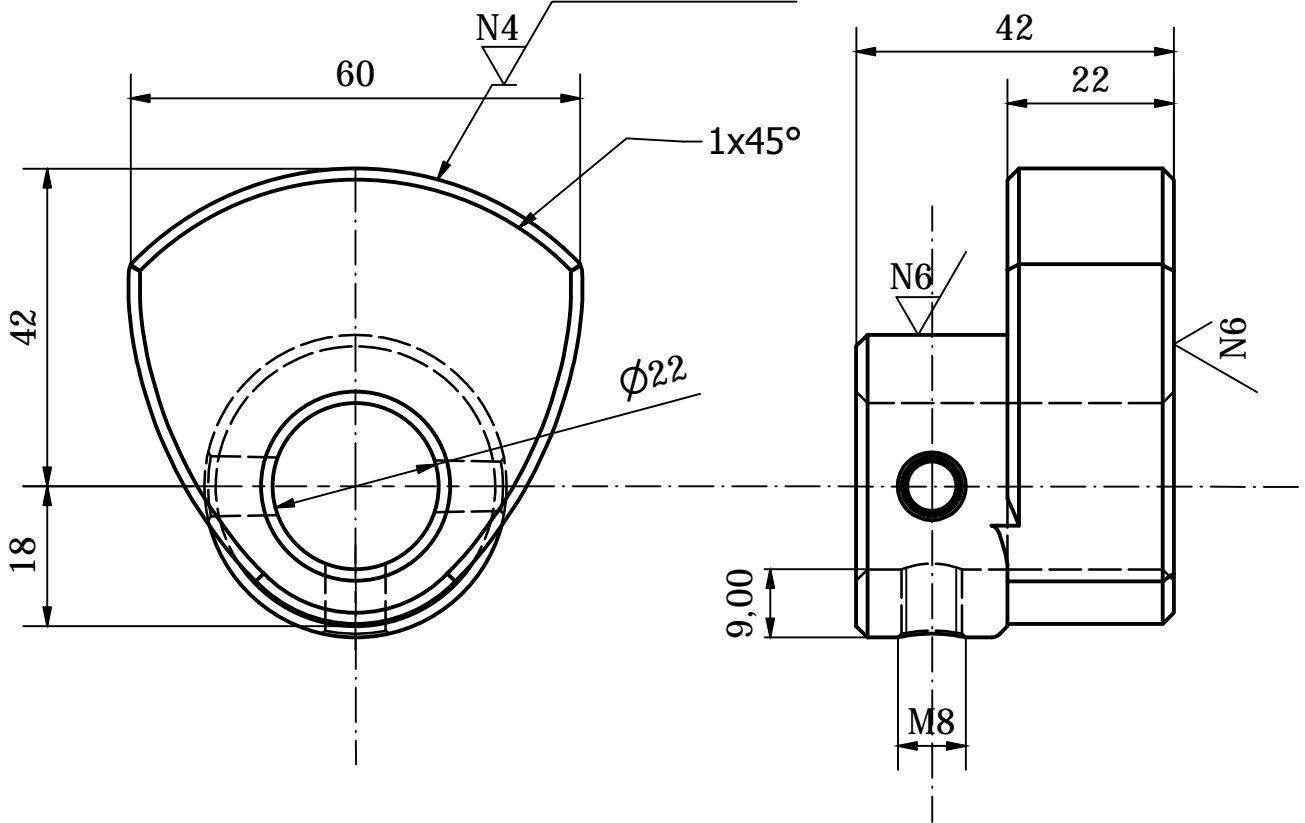
Tratamiento Térmico	N/A	Material	ACERO AISI -SAE 4340	Dim Brutas	Ø 70 X 50
Recubrimiento	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Diseño:	Soria E. Julio A.	20-02-2015
			Dibujó:	Soria E. Julio A.	20-02-2015
			Aprobó:	Ing. Patricio Quitiaquez	20-02-2015
Contenido	Escala:	Código:	111032.01.04.02	Tol gral:	+0.05
MEC. TRANS MOV -ELEM-02	1:1				



Tratamiento térmico: Templado		Material: AISI 4340		Dim. brutas: D8X45	
Recubrimiento: NA					
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA		Diseño: Soria E. Julio A.		20-04-2015	
		Dibujó: Soria E. Julio A.		20-04-2015	
		Revisó: Ing.Quitiaquez Pat		20-04-2015	
GUÍA DE OJALILLOS		Escala: 1:1	Código	111032.01.05.01	Tol. gral: ±0.1

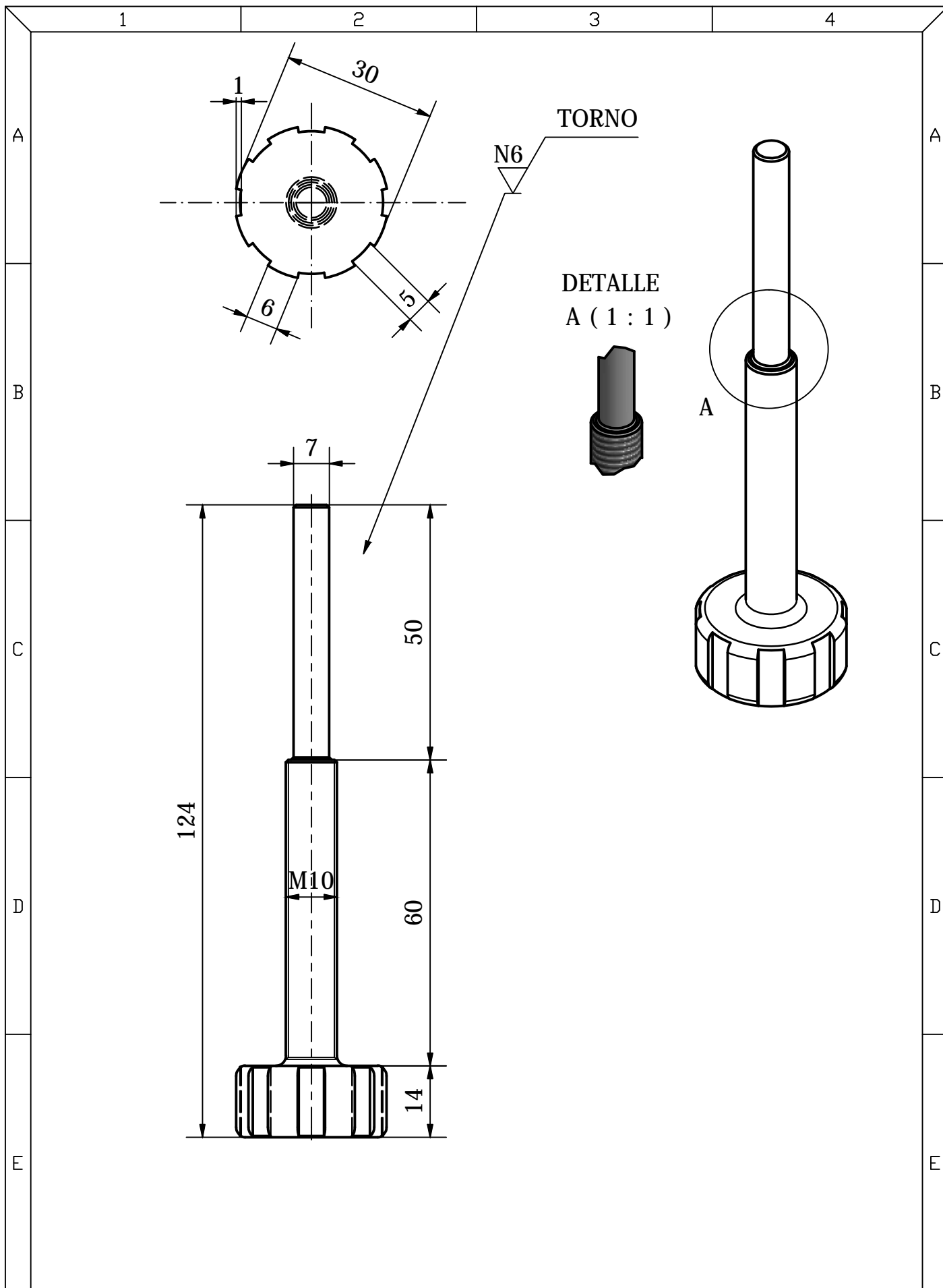


RECTIFICADO

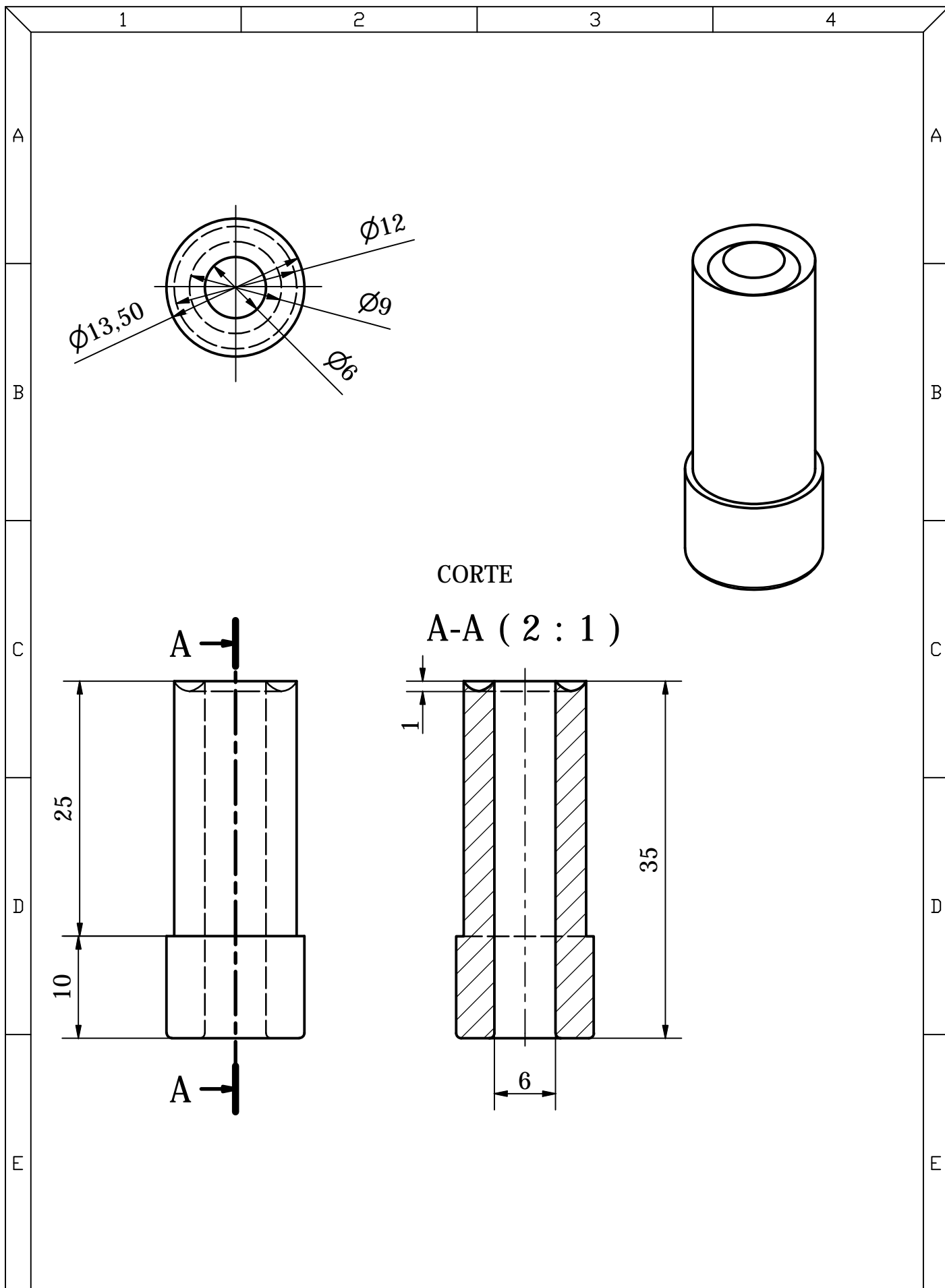


Tratamiento Térmico	TEMPLADO	Material	Dim Brutas
Recubrimiento	N/A	ACERO AISI -SAE 4340	62 X 60X 42
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Soria E. Julio A. 20-02-2015
		Dibujó:	Soria E. Julio A. 20-02-2015
		Aprobó:	Ing. Patricio Quitiaquez 20-02-2015
Contenido MEC MOV. VERTICAL -ELEM-01	Escala: 1:1	Código:	111032.01.01.01 Tol gral: +0.05

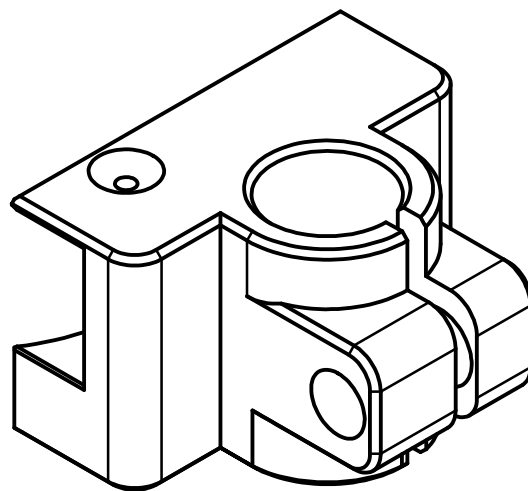
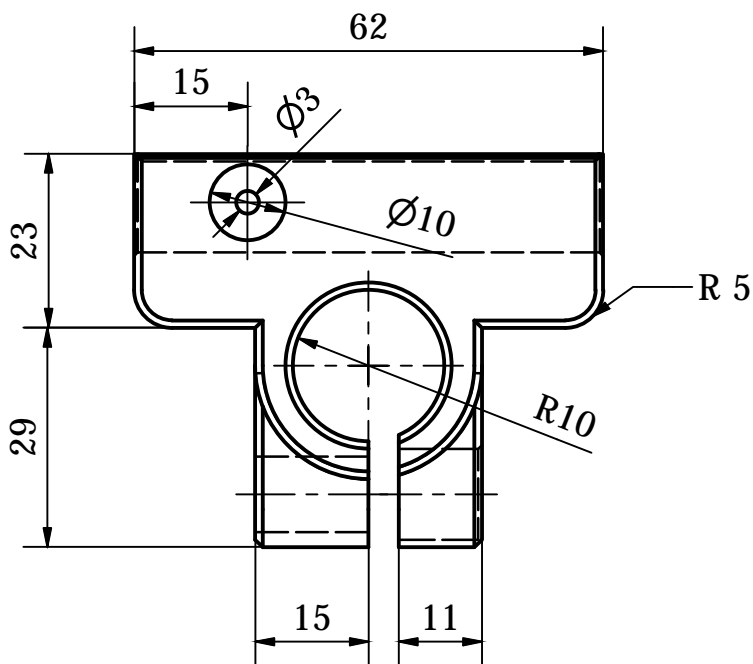
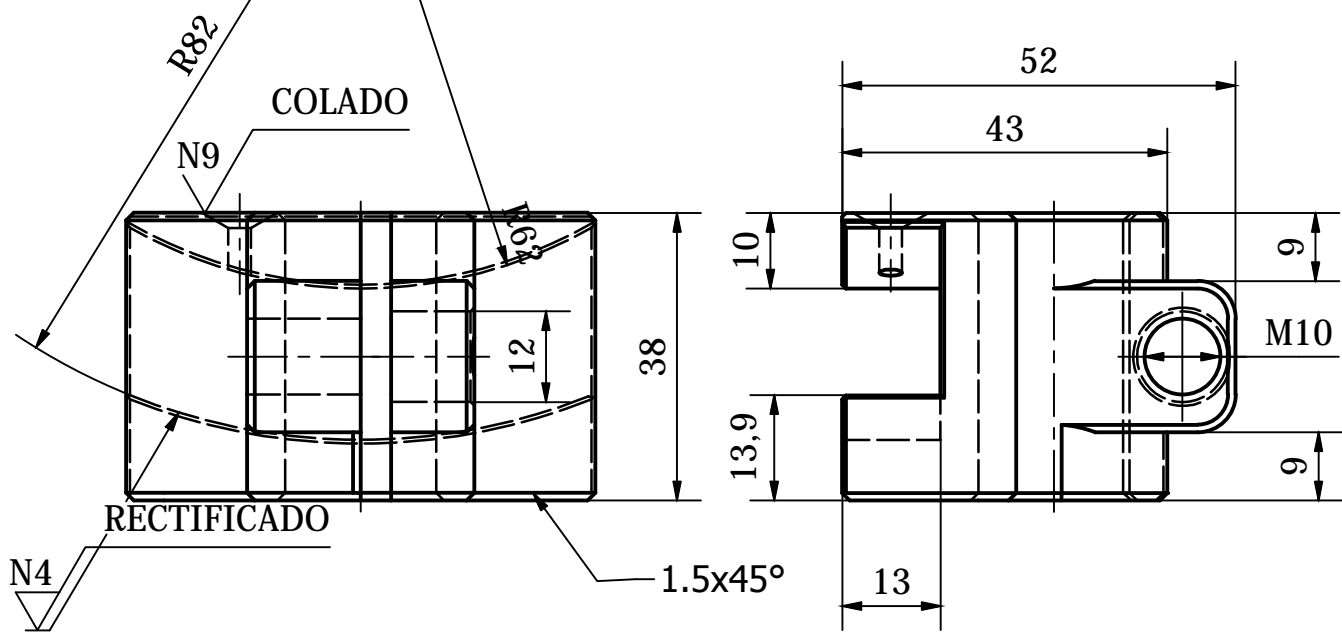




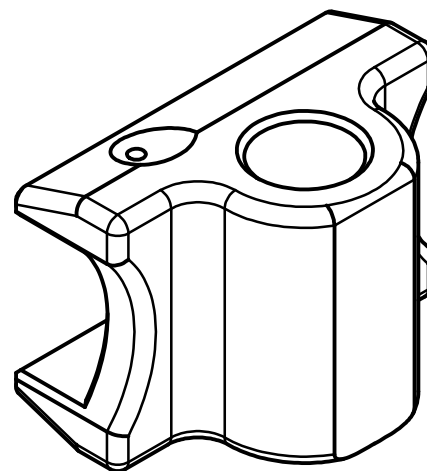
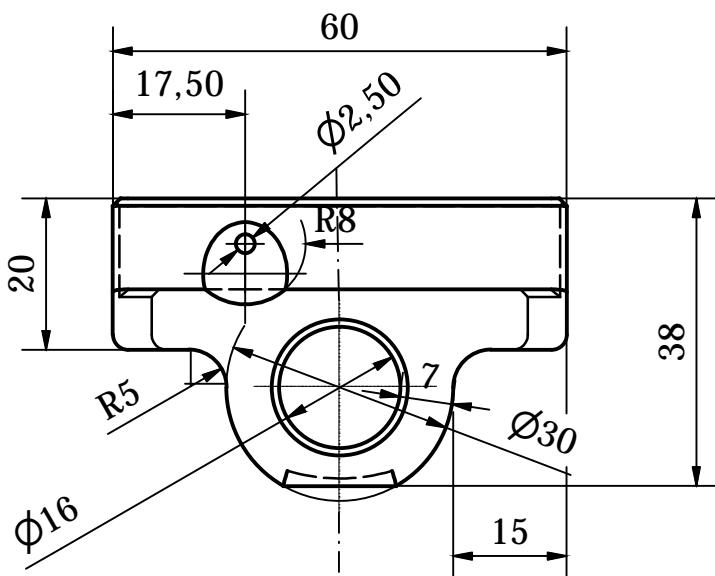
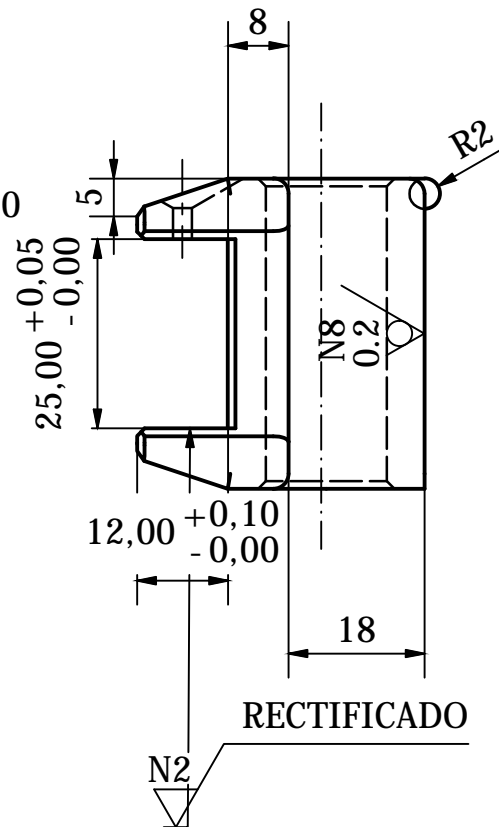
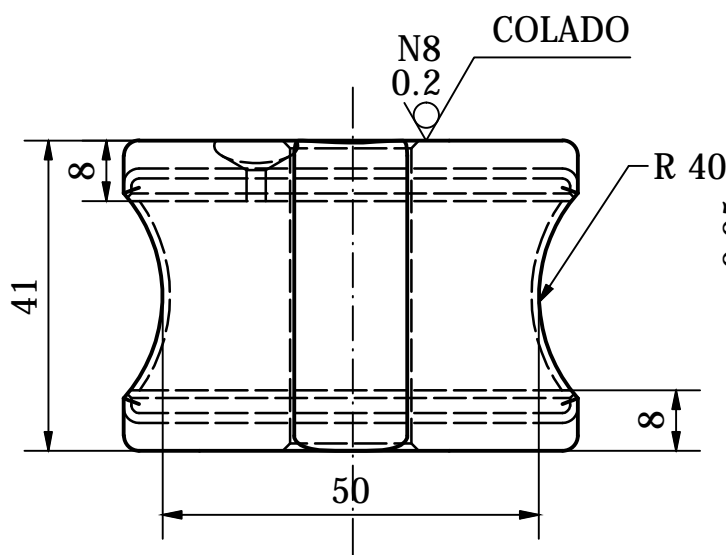
Tratamiento térmico: Templado		Material: AISI 4150		Dim. brutas: D 30X124	
Recubrimiento: NA					
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Diseño:	Soria E. Julio A.	20-04-2015	
		Dibujó:	Soria E. Julio A.	20-04-2015	
		Revisó:	Ing. Quitiaquez Pat	20-04-2015	
PERNO REGULADOR	Escala: 1:1	Código	111032.01.05.04	Tol. gral.: ±0.1	



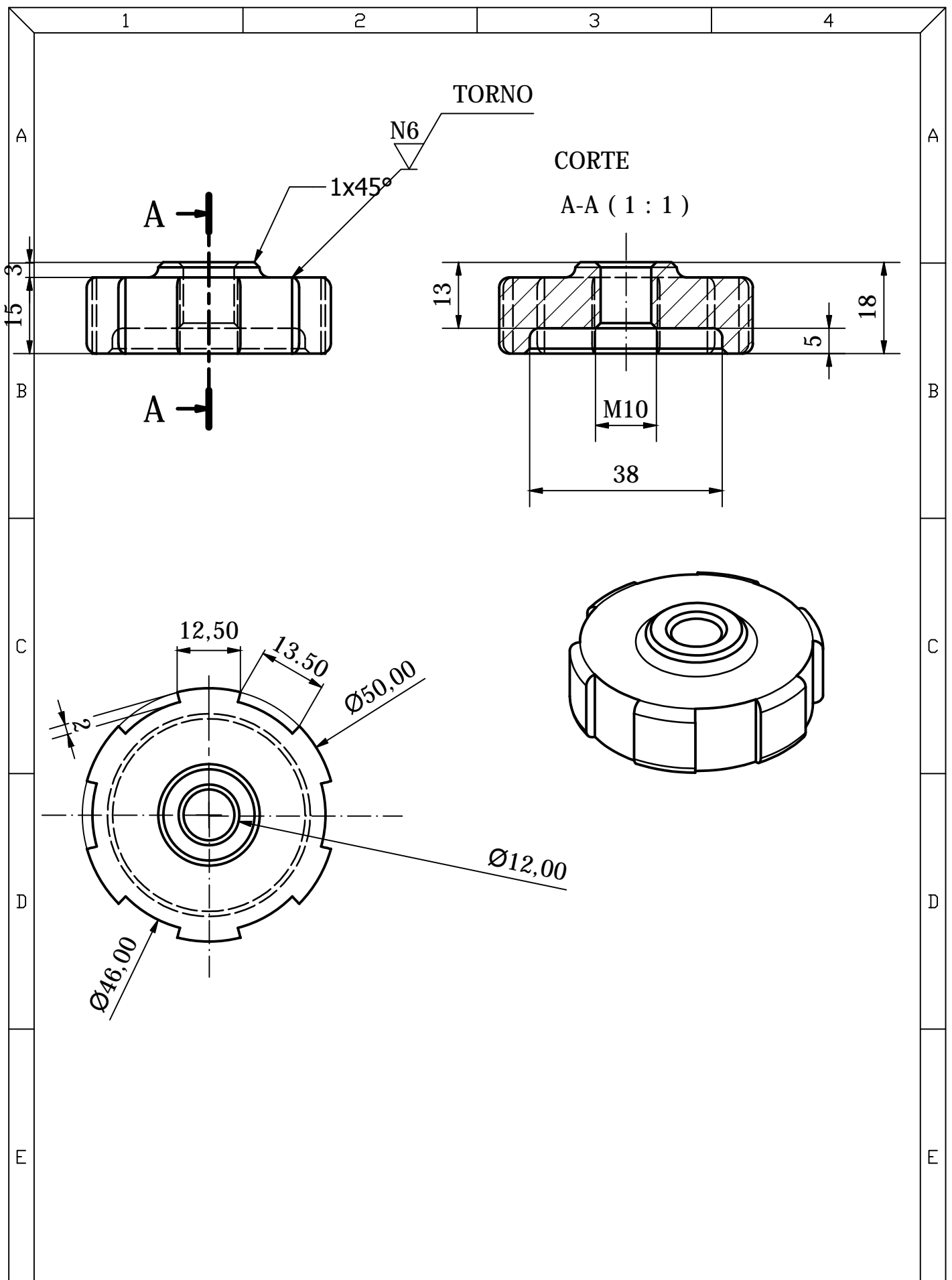
Tratamiento térmico: Templado		Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento: NA		AISI 4340		D 13.5 X35	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA		Diseño:	Soria E. Julio A.	20-04-2015	
		Dibujó:	Soria E. Julio A.	20-04-2015	
		Revisó:	Ing. Quitiaquez Pat	20-04-2015	
REMACHADOR	Escala: 1:1	Código	111032.01.05.02	Tol. gral.: ±0.1	



Tratamiento Térmico	N/A	Material	FUNDICION NODULAR	Dim Brutas	62 X 52 X 38
Recubrimiento	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Soria E. Julio A.	20-02-2015	
		Dibujó:	Soria E. Julio A.	20-02-2015	
		Aprobó:	Ing. Patricio Quitiaquez	20-02-2015	
Contenido	Escala:	Código:	111032.01.05.10	Tol gral:	
MEC. REMACHADOR -ELEM-10	1:1			+0.05	



Tratamiento Térmico	N/A	Material FUNDICION NODULAR		Dim Brutas 60 X 41 X 38	
Recubrimiento	PINTURA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Diseño:	Soria E. Julio A.	20-02-2015
			Dibujó:	Soria E. Julio A.	20-02-2015
			Aprobó:	Ing. Patricio Quitiaquez	20-02-2015
			Contenido MEC PERFORADOR -ELEM-03		Escala: 1:1



Tratamiento térmico: NA		Material: AISI 1040		Dim. brutas: D 46x18	
Recubrimiento: NA					
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA		Diseño: Soria E. Julio A.		20-04-2015	
		Dibujó: Soria E. Julio A.		20-04-2015	
		Revisó: Ing. Quitiaquez Pat		20-04-2015	
CONTRATUERCA REMACHADO		Escala: 1:1		Tol. gral: $\pm 0,1$	
		Código: 111032.01.05.07			

